

Analyse und Optimierung von Wärmepumpen-Wäschetrocknern

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Thomas Alpögger

aus (Geburtsort): Sterzing, Italien (BZ)

eingereicht am: 07.03.2019

mündliche Prüfung am: 06.12.2019

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler

Prof. Dr.-Ing. Prof. e.h. Dr. h.c. George Tsatsaronis

Danksagung

Diese Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermodynamik (IfT) der Technischen Universität Braunschweig. Teile der Arbeit wurden durch die Bundesstiftung Umwelt (DBU) unter dem Förderkennzeichen AZ 31753 finanziell unterstützt. Im entsprechenden Abschlussbericht sind demzufolge bereits Teile der Ergebnisse veröffentlicht.

Mein Dank gilt Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler für die Übernahme der fachlichen Betreuung, das Vertrauen und den wissenschaftlichen Freiraum bei der Umsetzung des Promotionsvorhabens. Herrn Prof. Dr.-Ing. George Tsatsaronis danke ich für die Übernahme des Zweitgutachtens und Frau Prof. Dr. Julia Großeheilmann für die Übernahme des Vorsitzes der Promotionskommission.

Den Kollegen am IfT sowie den Mitarbeitern der TLK-Thermo GmbH möchte ich für das hervorragende Arbeitsklima und die entstandenen Freundschaften danken. Von dem fachlichen Austausch und der Hilfsbereitschaft habe ich stark profitiert. Besonderer Dank gilt Dr.-Ing. Willi Tegethoff, Dr.-Ing. Christian Schulze und Dr.-Ing. Sven Försterling. Für die Unterstützung beim Auf- und Umbau der Laboranlage möchte ich Sven Packheiser, Sergej Uhrich und Ralf Herrmann danken.

Dr.-Ing. Marcos Bockholt von der Miele & Cie. KG sei stellvertretend für die gesamte Arbeitsgruppe *Vorentwicklung Trockner* gedankt für das stets offene Ohr und die konstruktiven Gespräche.

Prof. Dr. Klaus Schittkowski gilt mein Dank für die Bereitstellung des in dieser Arbeit verwendeten Optimierungsalgorithmus.

Meiner Frau Divilé danke ich für den Rückhalt und das Verständnis für zahlreiche Stunden am Schreibtisch und im Labor. Der Dank an meine Eltern lässt sich mit Worten nicht beschreiben.

München, im Januar 2020

Thomas Alpögger

Inhalt

1	Einleitung	1
1.1	Stand der Wissenschaft	3
1.2	Ziele der Arbeit und Beitrag zur Wissenschaft	5
1.3	Vorgehensweise und Aufbau	7
2	Wärmepumpenunterstützte Wäschetrocknung	8
2.1	Dynamischer Trocknungsprozess	10
2.2	Bewertungsgrößen für Wärmepumpentrockner	11
2.3	Energieeffizienz und Trocknungsgeschwindigkeit – Systemcharakteristik	12
2.4	Kältemittel im Wärmepumpentrockner	13
3	Versuchsanlage	16
3.1	Komponenten und Aufbau	16
3.2	Messstellen und Sensorik	19
3.3	Messdatenauswertung und Abschätzung der Messunsicherheit	21
3.4	Versuchsdurchführung	23
4	Modellerstellung	27
4.1	Trocknergehäuse	27
4.2	Wäschetrommel	30
4.3	Verdichter	32
4.4	Weitere Modelle	36
4.5	Trocknersysteme	37
4.5.1	Detailliertes physikalisches Systemmodell	37
4.5.2	Strukturell reduziertes Systemmodell	39
5	Modellkalibrierung und -validierung	43
5.1	Prozessluftgebläse	44
5.2	Wäschetrommel	46
5.3	Verdichter	47
5.4	Weitere Kalibrierung und Parametrierung	48
5.5	Trocknersysteme	50
6	Systemanalyse	56
6.1	Trocknungsleistungszahl und charakteristische Systemkenngrößen	56
6.2	Energetische Analyse mittels Simulation	63
6.3	Exergetische Analyse anhand von Messdaten	65

7 Optimierung	74
7.1 Interner Wärmeübertrager (Hardware)	74
7.2 Optimierte Steuerung (Software)	79
7.2.1 Optimierter Trocknungsverlauf – reduziertes Systemmodell	86
7.2.2 Optimierte Steuerung – detailliertes Systemmodell	94
8 Zusammenfassung und Ausblick	99
A Anhang	101
A.1 Alternative Bestimmung der Trocknungsgeschwindigkeit	101
A.2 Beispielhafte Berechnung der Messunsicherheit	102
A.3 Modellierung von Simulationsmodellen	103
A.4 Kalibrierung und Validierung von Simulationsmodellen	104
A.5 Parameter kalibrierter Simulationsmodelle	106
A.6 Optimierung der Systemkonfiguration (IHX)	108
A.7 Optimierung der Betriebsstrategie	109
B Nomenklatur	115
C Abbildungsverzeichnis	118
D Tabellenverzeichnis	122
E Literaturverzeichnis	124

Einleitung

In Deutschland sind derzeit ca. 41 % aller Haushalte mit einem Wäschetrockner ausgestattet (Destatis 2017) und pro Jahr werden in etwa 1,2 Mio. Geräte auf dem Markt abgesetzt (ZVEI 2017). Dabei setzen sich Trockner mit Wärmepumpentechnologie sukzessive durch. Europaweit erreichten Wärmepumpentrockner im Jahr 2014 einen Absatzanteil von über 40 % (Michel et al. 2015). Auf dem deutschen Markt wurde im Gesamtjahr 2015 sogar einen Absatzanteil von ca. 70 % erzielt (ZVEI 2016). Die Einführung der Wärmepumpentechnologie hat dem Marktsegment einen deutlichen Wachstumschub beschert (Meyer 2011). Außerdem wurde die Energieeffizienz von Wäschetrocknern durch die Nutzung der Wärmepumpe beinahe verdoppelt und damit Verbrauchswerte von weniger als 0,2 kWh pro kg Wäsche ermöglicht. Der aktuelle Ausstattungsgrad deutscher Haushalte lässt auf ein weiteres Potenzial für Erstkäufe schließen. Vor allem auch, da bei der Kaufabsicht größerer Haushaltsgeräte der Wäschetrockner am häufigsten genannt wird (VuMA 2017).

Energieeinsatz und Umweltwirkungen durch Wäschetrocknung

Privathaushalte sind für ein Viertel des gesamten Stromverbrauchs in Deutschland verantwortlich (BDEW 2017). Hierbei hat der Anteil „Waschen, Trocknen, Spülen“ zwischen 1996 und 2011 von 10,4 auf 12,4 % zugenommen, da die Marktsättigung von Geschirrspülern und Wäschetrocknern angestiegen ist und die Effizienzgewinne der Einzelgeräte überkompensiert hat. Diese Entwicklung dürfte sich jedoch mittlerweile umkehren, da der Ersatzbedarf wieder überwiegt und der Absatzanteil von Wärmepumpengeräten bei Wäschetrocknern mittlerweile über 70 % beträgt (BDEW 2016; ZVEI 2016). Nach Angaben der Süddeutschen Zeitung war im Jahr 2011 ein Anteil von 6,6 % des Stromverbrauchs in deutschen Haushalten auf den Wäschetrockner zurückzuführen (SZ 2011, Erhebung der EnergieAgentur.NRW). Geht man für das Jahr 2016 von einem identischen Anteil aus, lässt sich der Stromverbrauch durch den Wäschetrockner im Haushalt auf ca. 8,5 TWh beziffern (BDEW 2017).

Umweltwirkungen durch klimaschädliche Treibhausgase entstehen im Zusammenhang mit dem Wäschetrockner bei der Herstellung, Nutzung und Entsorgung der Geräte. Dabei dominieren – auch bei effizienten Wärmepumpengeräten – die Emissionen, welche mit dem Energieeinsatz in der Nutzungsphase verbunden sind (Rüdenauer et al. 2008). Im Durchschnitt verursacht jede kWh elektrische Energie in Deutschland rund 530 g CO₂ (Icha 2017). Durch die steigende Nutzung von Wärmepumpengeräten muss aber auch der Kältemittelverlust berücksichtigt werden. Für den Wärmepumpenprozess im Trockner wird derzeit vorwiegend das Kältemittel R134a eingesetzt. Dieser teilhalogenierte Fluorkohlenwasserstoff (HFKW) besitzt im Vergleich zu CO₂ eine um den Faktor 1430 höhere Treibhauswirkung, welche auch als GWP (Global Warming Potential) bezeichnet wird. Eine Freisetzung in die Atmosphäre sollte möglichst verhindert werden, tritt aber vor allem bei einer unsachgemäßen Entsorgung der Geräte auf (Rüdenauer et al. 2008). Die durchschnittliche Nutzungsdauer eines Wäschetrockners beträgt ca. 13 Jahre (Prakash et al. 2016), d.h. zukünftig werden vermehrt Wärmepumpentrockner das Ende der Nutzungsphase erreichen. Wie hoch dann der Anteil einer fachgerech-

ten Entsorgung inkl. Recycling des Kältemittels sein wird, lässt sich derzeit nicht seriös bestimmen. Jedenfalls steigen die HFKW-Emissionen seit 1997 in Deutschland an, was auf den Einsatz als Kältemittel in verschiedenen stationären und mobilen Kälte- und Klimaanlage zurückzuführen ist (UBA 2017a). Becken et al. (2010) prognostizierte im Jahre 2010 einen Anstieg von 1,3 auf 7,9 Prozent des Anteils von sog. F-Gasen bezogen auf die globalen direkten CO₂-äquivalenten Emissionen im Jahre 2050 (ohne Berücksichtigung von Gegenmaßnahmen). Der überwiegende Anteil dieser Zunahme wird dabei HFKW-Emissionen aus stationären und mobilen Kälte- und Klimaanlage zugeschrieben. Um diesem Trend entgegenzuwirken, muss zukünftig der Einsatz natürlicher, umweltfreundlicher Kältemittel forciert werden.

Das Trocknen von Wäsche auf der Leine verursacht weder Umweltbelastungen noch Stromkosten. Trotzdem ist in Deutschland häufig der Wäschetrockner das Mittel der Wahl. Dabei erfreuen sich Wärmepumpengeräte bei den Konsumenten zunehmender Beliebtheit. Um die damit in Verbindung stehenden schädlichen Umweltwirkungen zu reduzieren, ist zukünftig eine weitere Steigerung der Energieeffizienz bei gleichzeitiger Nutzung von umweltfreundlichen Kältemitteln notwendig. Hierzu soll diese Arbeit einen Beitrag leisten.

Modellbasierte Analyse und Optimierung komplexer thermischer Systeme

Bei der Entwicklung und Optimierung innovativer Systeme werden zur Betrachtung der komplexen Prozesse häufig Simulationswerkzeuge auf Basis von virtuellen Modellen eingesetzt. Modellierung und Simulation dienen dabei als Problemlösungswerkzeuge und sind neben Experimenten an realen Prototypen die einzige verfügbare Technik zur Analyse komplexer dynamischer Prozesse (Döbler 2008). Die Verifizierung von Komponenten- und Systemmodellen anhand von Messdaten ist dabei stets Voraussetzung für belastbare Simulationsergebnisse. Beim sog. Frontloading werden bereits in einer möglichst frühen Phase des Entwicklungsprozesses virtuelle Methoden eingesetzt, um Erkenntnisse über das System zu erlangen, welche auf die Wirklichkeit übertragbar sind. Dadurch lassen sich Entwicklungszeit und folglich Kosten reduzieren. Der Simulation kommt hierbei eine Schlüsselrolle zu (Thomke 2003). Für Wäschetrockner gilt dies in besonderer Weise, da experimentelle Ergebnisse durch das nicht gänzlich vorhersehbare Trocknungsverhalten der Wäsche erst durch mehrere Versuche bestätigt werden müssen. Außerdem nimmt die Vorbereitung von Trocknungsversuchen durch die Konditionierung (Temperatur, Feuchtigkeit etc.) des Systems und der Umgebung viel Zeit in Anspruch. Neben Frontloading ist als weiterer wichtiger Aspekt der Modellierung und Simulation die Möglichkeit tiefgehender Analysen zu nennen. Anhand von Simulationsergebnissen lassen sich häufig Systemparameter untersuchen, welche am realen System nicht, oder nur unter sehr großem Aufwand gemessen werden könnten (z.B. Energieströme). Voraussetzung hierfür sind physikalisch fundierte Modellansätze. Ist der Betrieb thermischer Systeme außerdem durch einen häufigen Anfahr- bzw. Abschaltprozess, Wechsel zwischen Betriebspunkten, oder durch einen sog. Batch-Prozess – wie beim Wärmepumpentrockner der Fall – charakterisiert, muss das dynamische Verhalten und die entsprechende Steuerung bzw. Regelung für die Optimierung des Systems mit berücksichtigt werden. Für den Wärmepumpentrockner bedeutet dies, dass nur ein optimaler dynamischer Verlauf sämtlicher Steuergrößen zu bestmöglichen Werten für Energieverbrauch und Trocknungszeit führt. Die Berech-

nung der optimalen Betriebsstrategie erfordert wiederum den Einsatz virtueller Methoden anhand dynamischer Systemmodelle. Um entsprechende mathematische Optimierungsprobleme zu lösen, werden an die Modelle häufig besondere Anforderungen gestellt. Die Betriebsstrategie legt außerdem auch besonders relevante Systemgrößen wie z.B. die maximal auftretende Prozesstemperatur fest. Auch deshalb ist die Analyse des optimalen Prozessverlaufs in einer frühen Phase der Entwicklung von zentraler Bedeutung. Um den Aufwand der Modellierung und Modellpflege in Grenzen zu halten, kommen idealerweise für sämtliche modellbasierte Untersuchungen gleiche bzw. ähnliche Modelle zum Einsatz.

Vor den genannten Hintergründen sollen die in dieser Arbeit beschriebenen Modelle und Methoden beitragen, die Analyse und Optimierung von Wärmepumpentrocknern zukünftig weiter zu verbessern.

1.1 Stand der Wissenschaft

Schwerpunkte der vorliegenden Arbeit sind die ganzheitliche Analyse und Optimierung von wärmepumpenunterstützten Wäschetrocknern. Detaillierte physikalische Modelle werden vorgestellt und sowohl für Analyse als auch Optimierung herangezogen. Umfangreiche Messdaten dienen zur Validierung von Simulationsmodellen und Verifizierung von Optimierungsmaßnahmen. Für die Wärmepumpe kommt dabei das alternative und umweltfreundliche Kältemittel CO_2 zum Einsatz. Bei der Optimierung – d.h. Reduzierung von Energieverbrauch und Trocknungszeit – wird ein besonderes Augenmerk auf die dynamische Steuerung des Systems gelegt. Verschiedene Aspekte der genannten Inhalte wurden in der Vergangenheit bereits wissenschaftlich untersucht. Beim nachfolgenden Überblick über den aktuellen Stand der Wissenschaft wird zur besseren Übersicht zwischen Untersuchungen von Wärmepumpentrocknern und Beiträgen bezüglich optimaler Steuerung dynamischer thermischer Systeme unterschieden.

Wärmepumpentrockner und Nutzung alternativer Kältemittel

Die Verbesserung von Wärmepumpentrocknern – auch unter Berücksichtigung des alternativen, umweltfreundlichen Kältemittels CO_2 – wurde in der Vergangenheit mehrfach untersucht. So stattet Klöcker (2001) einen gewerblichen Wäschetrockner mit einer CO_2 -Wärmepumpe aus und erreicht Energieeinsparungen von 53 bis 65 % im Vergleich zu einem rein elektrisch beheizten Gerät. Zudem werden Exergieverluste unter Berücksichtigung der Kältemittel CO_2 und R134a berechnet und gegenübergestellt. Dies erfolgt auf Grundlage eines stationären Betriebspunktes und vereinfachten Prozessrandbedingungen. Dabei zeigen sich bei CO_2 zwar deutlich höhere Verluste bei der isenthalpen Drosselung, diese werden aber vor allem durch günstigere Verhältnisse bei Lufterwärmung und Kältemittelverdichtung mehr als ausgeglichen. Schrey (2003) zeigt experimentelle Ergebnisse eines Wärmepumpentrockners mit dem Kältemittel CO_2 und untersucht die Auswirkung verschiedener Prozessrandbedingungen (z.B., Luftvolumenstrom, interner Wärmeübertrager, Kaltstart/Warmstart) auf das System. Er erreicht schließlich eine Verbesserung der Energieeffizienz von 37 %, allerdings bei einer um 24 % (8,2 Minuten) erhöhten Trocknungszeit im Vergleich mit einem elektrisch beheizten Gerät. Zur Abgabe überschüssiger Energie verwendet Klöcker (2001) Kühlwasser, Schrey

(2003) benutzt eine Klappenöffnung im Prozessluftkreislauf. Beide Varianten sind für die Anwendung im Haushalt nicht üblich. Honma et al. (2006) entwickeln eine kompakte CO₂-Wärmepumpe für einen Haushalts-Waschtrockner und erreichen ebenso eine energetische Einsparung im Bereich von 60 % im Vergleich zu elektrisch beheizten Geräten. Durch eine Überhitzungsregelung konnte die Trocknungszeit noch um 3 % verringert werden. Mancini et al. (2011) stattet einen handelsüblichen R134a-Wärmepumpentrockner mit einer CO₂-Wärmepumpe aus und vergleicht den Prototyp mit dem entsprechenden R134a-Gerät. Messungen zeigen einen vernachlässigbaren energetischen Vorteil und eine etwas höhere (+9 %) Trocknungszeit für den CO₂-Trockner. Eine aktive Wärmeabgabe an die Umgebung wird dabei nicht verwendet. Mancini et al. (2011) stellt ebenso exergetische Verluste auf Basis verschiedener vereinfacht berechneter stationärer Betriebspunkte für beide Kältemittel dar. Dabei zeigen sich Vorteile für R134a bei hohen Prozesstemperaturen. CO₂ schneidet hingegen besser ab, wenn die Lufttemperatur am Trommelaustritt unterhalb von ca. 40 °C liegt. Neben den erwähnten statischen Berechnungsmodellen von Klöcker (2001) und Mancini et al. (2011) werden in der Literatur weitere Modelle zur Untersuchung von wärmepumpenunterstützten Wäschetrocknern beschrieben. Beispielsweise stellen Sarkar et al. (2006a) ein mathematisches quasistatisches Modell für einen CO₂-Wärmepumpentrockner vor. Sarkar et al. (2006b) haben darauf aufbauend, ihr Modell mit den Messdaten von Klöcker et al. (2001) validiert und Effekte von verschiedenen Betriebsrandbedingungen auf die Leistungsfähigkeit und Trocknungseffizienz untersucht. Dabei wurde unter anderem gezeigt, dass die maximale Leistungszahl der Wärmepumpe und die höchste Trocknungseffizienz nicht unbedingt gleichzeitig auftreten müssen. Außerdem wurde die Rezirkulationsrate im halbgeschlossenen Luftkreislauf als wichtiger Optimierungsparameter identifiziert. Bengtsson et al. (2014) entwickelten ein transientes Systemmodell eines Haushalts-Wäschetrockners mit dem Kältemittel R134a in EES (Engineering Equation Solver), welches mit Messdaten validiert wird. Simulationsergebnisse zeigen u.a. eine Reduzierung der Trocknungszeit um 14 % bei gleichbleibendem Energieeinsatz durch Vergrößerung des Verdichter-Hubvolumens um 50 %. Gopalnarayanan und Radermacher (1997) nutzen ein transientes Modell für einen Wäschetrockner, um ein zeotropes Kältemittelgemisch aus R134a und R32 zu untersuchen. Dabei berechnen sie eine Energieeinsparung von 8 % und die Reduzierung der Trocknungszeit um ca. ein Drittel im Vergleich zu einem identischen Gerät mit dem Kältemittel R134a.

Optimierte Steuerung thermischer Systeme

Die Motivation für optimale Steuerung (engl. optimal control) entstammte anfangs (ab ca. 1950) hauptsächlich der Luft- und Raumfahrt sowie dem Militär und hat sich schnell zu einem wichtigen und eigenständigen Gebiet der angewandten Mathematik entwickelt (Tröltzsch 2005). Anwendungen sind dabei nicht nur auf technische Systeme begrenzt, sondern erstrecken sich beispielsweise auch in den Bereich der Ökonomie. Im Zusammenhang mit thermischen Systemen beschäftigen sich zahlreiche wissenschaftliche Beiträge mit Optimalsteuerungsproblemen, weshalb nachfolgend nur ein grober Überblick gegeben werden kann. Badescu (2017) gibt eine allgemeine Beschreibung dynamischer Optimierungsprobleme für thermische Systeme mit relevanten Fallbeispielen. Waschl et al. (2014) hingegen zeigt Möglichkeiten der dynamischen Optimierung im Bereich der Fahrzeugtech-

nik auf. Konkrete Anwendungsfälle mit ähnlichen Simulationsmodellen, wie auch in der vorliegenden Arbeit geben insbesondere Bockholt (2009), Gräber (2014) und Somdalen (2018). Während Bockholt (2009) einen generellen methodischen Überblick der Optimierung gibt und zwei Anwendungsfälle im Kraftfahrzeug berechnet, untersucht Gräber (2014) eine energieoptimale Regelung von Kälteprozessen. Dabei formuliert und löst Gräber (2014) dynamische Optimierungsprobleme numerisch besonders effizient, sodass sie sich sogar zur modellprädiktiven Regelung eignen. Die Funktionalität wird messtechnisch nachgewiesen. Nennenswerte Energieeinsparungen werden anhand von Simulationsrechnungen für Anwendungsfälle mit häufigen Lastwechseln (z.B. Automobil) vorhergesagt. Einen zu Gräber (2014) analogen Ansatz wählt Somdalen (2018) für einen thermoelektrisch angetriebenen Wäschetrockner und berichtet von Verbesserungen im Bereich von 8 bzw. 26% hinsichtlich des minimal erzielbaren Energieverbrauchs bzw. der minimal erzielbaren Trocknungszeit. Dieses Potenzial wird mittels Simulation ausgewiesen und bezieht sich auf Leistungswerte, die durch optimierte konstante Steuergrößen erzielt wurden.

Der Überblick über den Stand der Technik verdeutlicht, dass die Optimierung von wärmepumpenunterstützten Trocknungssystemen ein komplexes Problem darstellt. Einerseits aufgrund des Zusammenwirkens der verschiedenen Komponenten bzw. den Wechselwirkungen zwischen Wärmepumpen- und Trocknungsprozess. Andererseits liegen der Trocknung dynamische Prozessrandbedingungen zugrunde. Minea (2013) und Minea (2015) geben einen allgemeinen Überblick über wärmepumpenunterstützte Trocknungsprozesse. Darin weisen sie auf die Notwendigkeit weiterer Forschung und Entwicklung hin, um derartige Systeme sowohl hinsichtlich der Systemkonfiguration als auch der Betriebsstrategie für verschiedene Anwendungen zu optimieren.

1.2 Ziele der Arbeit und Beitrag zur Wissenschaft

Übergeordnetes Ziel dieser Arbeit ist es, die von Wäschetrocknern verursachten Umweltwirkungen zu reduzieren. Dies soll durch den Einsatz einer Wärmepumpe mit dem umweltfreundlichen Kältemittel CO₂ in Kombination mit einem hinsichtlich des Energieeinsatzes optimierten Systems erreicht werden. Zugrunde gelegt wird dabei ein typischer Wärmepumpentrockner für die Haushalts- und Kleingewerbeanwendung gemäß aktuellem Stand der Technik. Zur Herbeiführung der energetischen Optimierung werden zwei Maßnahmen unabhängig voneinander untersucht. Einerseits wird die Systemtopologie durch die Integration eines internen Wärmeübertragers im Kältemittelkreislauf verbessert. Andererseits liegt ein besonderer Fokus auf der Berechnung einer optimierten Betriebsweise, d.h. Steuerung des Systems. Die untersuchten Optimierungsmaßnahmen werden mittels einer Systemanalyse motiviert, anhand geeigneter mathematischer Modelle berechnet und an einer Laboranlage umgesetzt und experimentell validiert. Als Voraussetzung für die Optimierung ist daher als weiteres Ziel die Entwicklung geeigneter Systemmodelle zu nennen. Wie im Stand der Wissenschaft verdeutlicht wird, ist die Optimierung von Wäschetrocknern unter Berücksichtigung umweltfreundlicher Kältemittel – darunter auch CO₂ – keine Neuerung an sich. Um die oben genannten Ziele zu erreichen, werden dennoch wesentliche Beiträge für die Wissenschaft geleistet. Diese sind wie folgt:

Modellierung von Wärmepumpen-Wäschetrocknern: Damit der Wärmepumpentrockner inkl. des transienten Prozessverlaufs und der komplexen Wechselwirkungen detailliert erforscht, verstanden und optimiert werden kann, sind geeignete mathematisch physikalische Modelle erforderlich. Insbesondere für die Berechnung einer optimierten Steuerung werden deshalb Komponenten- und Systemmodelle entwickelt, welche das statische und transiente Verhalten des Trockners hinreichend genau beschreiben und gleichzeitig Optimierungsrechnungen in einem vertretbarem Zeitaufwand ermöglichen. Die Umsetzung eines ausschließlich auf physikalischen Effekten basierten dynamischen Systemmodells zusammen mit einer umfassenden Kalibrierung anhand von Messdaten stellt wissenschaftlich qualitativ eine Neuerung dar. Dadurch wird eine realitätsnahe Abbildung eines großen Betriebsbereichs und eine tiefgehende Analyse des Systems ermöglicht.

Ein darüber hinaus entwickeltes Systemmodell für den Wärmepumpentrockner weist einen geringeren Detaillierungsgrad auf und benötigt einen virtuellen Betriebsparameter als Stellgröße. Es dient zur groben Bewertung von Maßnahmen zur Effizienzverbesserung und deren Auswirkung auf die optimale Betriebsweise in einer frühen Phase der Entwicklung, in der noch keine detaillierte Kenntnis über alle eingesetzten Komponenten verfügbar ist. Der vereinfachte Modellansatz zusammen mit dem genannten Anwendungsfall ist ebenso ein neuer und innovativer Beitrag zur Wissenschaft.

Systemanalyse: Voraussetzung für die Durchführung von Optimierungen ist ein tiefes Verständnis für den Prozess der Wäschetrocknung mittels Wärmepumpe. Aus diesem Grund erfolgt eine Analyse des Systems auf mehreren Ebenen. Zunächst wird eine neuartige, auf dimensionslose Kennzahlen basierende Systemcharakteristik zur Verdeutlichung relevanter Zusammenhänge für Wärmepumpentrockner hergeleitet. Diese eignet sich insbesondere für die Gegenüberstellung verschiedener Systeme und die Ableitung geeigneter Maßnahmen zur Effizienzsteigerung. Zusätzlich erfolgt eine Energieanalyse auf Basis der oben genannten physikalischen Modelle und eine Exergieanalyse auf Grundlage von Messdaten. Insbesondere die Gesamtheit der Systemanalyse ermöglicht ein umfassendes Systemverständnis und stellt in dieser Form eine Neuheit dar. Außerdem werden exergetische Verluste erstmals in Abhängigkeit des dynamischen Prozessverlaufs beschrieben und exergetische Kenngrößen für einzelne Komponenten vorgeschlagen. Die Wahl des Referenzpunktes wird dabei auf Besonderheiten des Systems angepasst und erfolgt in Abhängigkeit des zeitlich variierenden Systemzustands.

Optimalsteuerung für Wärmepumpen-Wäschetrockner: Im Zusammenhang mit Wärmepumpentrocknern sind dem Autor keine Untersuchungen zur optimalen Steuerung bekannt. Wie im Stand der Wissenschaft dargestellt wurde, vergleichen bisher veröffentlichte wissenschaftliche Arbeiten Trocknungszeit und Energieverbrauch mit entsprechenden Leistungsdaten eines Defenders (z.B. rein elektrisch betriebenes Gerät, oder Wärmepumpentrockner mit konventionellem Kältemittel). D.h. Trocknungszeit und Energieverbrauch werden nicht in gegenseitiger Abhängigkeit und im Kontext eines größeren Betriebsbereichs untersucht. Diese Einordnung ist jedoch Voraussetzung für eine korrekte Bewertung von Verbesserungen. Sowohl die detaillierte Untersuchung des Betriebsbereichs, als auch die Berechnung und Bewertung einer optimierten Steuerung für einen Wärmepumpentrockner erfolgen erstmals in dieser Arbeit. Dabei kommen die bereits erwähnten Systemmodelle zum Einsatz.

1.3 Vorgehensweise und Aufbau

Um die genannten Ziele zu erreichen, wird der Wärmepumpentrockner als thermisches System zunächst beschrieben und das Systemverhalten analysiert und charakterisiert. Anhand von Messungen an einer Versuchsanlage werden sinnvolle Leistungsdaten (Trocknungseffizienz und -geschwindigkeit) ermittelt und schließlich ein geeigneter Arbeitsbereich abgesteckt. Als Grundlage für die Versuchsanlage dient ein handelsübliches Gerät, welches mit einer CO₂-Wärmepumpe ausgestattet wird und eine Systemkonfiguration gemäß aktuellem Stand der Technik.

Für eine weitergehende Untersuchung und Optimierung des Trockners werden mathematisch physikalische Modelle benötigt, wofür die Modellierungssprache Modelica mit der Komponenten- und Stoffdatenbibliothek TIL Suite (Tegethoff 1999; Richter 2008; Schulze 2013) zum Einsatz kommt. Hierbei kann teilweise auf vorhandene Komponenten zurückgegriffen werden, spezielle Modelle müssen allerdings in geeigneter Weise erweitert oder neu entwickelt werden. Es resultieren schließlich zwei strukturell verschiedene Systemmodelle für unterschiedliche Einsatzzwecke. Ein ausschließlich auf physikalische Effekte basiertes, dynamisches Systemmodell dient insbesondere zur Analyse und Optimierung eines realen Trockners. Ein strukturell leicht vereinfachtes und auf wesentliche dynamische Effekte reduziertes Systemmodell eignet sich hingegen in besonderer Weise für die Berechnung einer optimalen Betriebsweise in einer frühen Phase der Entwicklung, ohne detaillierte Kenntnis über alle eingesetzten Komponenten zu haben. Anforderung an beide Systemmodelle ist eine möglichst genaue Abbildung des Trockners im relevanten Betriebsbereich. Dies wird durch eine anhand von Messdaten durchgeführte Modellkalibrierung und -validierung gewährleistet und überprüft. Die notwendigen Messdaten werden sowohl an geeigneten Komponenten-Prüfständen als auch an der Laboranlage generiert. Darüber hinaus darf die mathematische Formulierung der Systemmodelle einer effizienten und robusten Lösung des Gleichungssystems nicht im Wege stehen. Dies ist Voraussetzung für eine hohe Rechengeschwindigkeit und das Erzielen reproduzierbarer und numerisch hinreichend genauer Lösungen in allen relevanten Betriebsbereichen.

Um Optimierungspotenziale offenlegen zu können ist eine thermodynamische Systemanalyse notwendig. Diese erfolgt auf drei verschiedenen Ebenen: Eine allgemeine Systemcharakteristik (I) verdeutlicht relevante Zusammenhänge zwischen Prozessluft- und Kältemittelkreislauf. Eine Energieanalyse (II) auf Basis von Simulationsergebnissen und eine Exergieanalyse (III) auf Basis von Messdaten bieten zudem weitere Einblicke speziell für das untersuchte System. Aufbauend auf die Analyse erfolgen zwei Optimierungsvarianten. Zuerst wird eine für das Kältemittel CO₂ angepasste Systemtopologie mit internem Wärmeübertrager an der Laboranlage umgesetzt und anhand von Messdaten analysiert. Ein besonderer Fokus wird anschließend auf die Optimierung der Betriebsstrategie gelegt. Dafür erfolgen eine Koppelung der erstellten Systemmodelle mit einem Optimierungsalgorithmus und umfangreiche Optimierungsrechnungen. Neben einer ausführlichen Interpretation der Ergebnisse wird auch die berechnete optimierte Steuerung experimentell anhand der Laboranlage validiert.

Wärmepumpenunterstützte Wäschetrocknung

2

Der Kaltdampfprozess eignet sich in besonderer Weise für die Integration in Trocknungsprozessen wie z.B. im Wäschetrockner. Abbildung 2.1 zeigt das Fließbild eines Wärmepumpentrockners nach derzeitigem Stand der Technik. Demnach setzt sich das Gerät aus einem geschlossenen Prozessluftkreislauf für die Wäschetrocknung und dem Kältemittelkreislauf für den Wärmepumpenprozess zusammen. Im Prozessluftkreislauf wird heiße, trockene Luft in die Wäschetrommel geleitet, wo diese Feuchtigkeit aus den Textilien aufnimmt und sich dabei in einem annähernd isenthalpen Prozess abkühlt. Danach werden einige Filterstufen passiert, um die Luft von Flusen zu befreien. Im Verdampfer findet eine weitere Abkühlung der Luft statt, wobei der Taupunkt unterschritten und Kondensat gebildet wird. Dieses läuft in eine dafür vorgesehene Schale ab und wird in regelmäßigen Abständen abgepumpt. Nach dem Verdampfer wird die Luft im Verflüssiger bzw. Gaskühler (bei transkritischer Prozessführung z.B. mit dem Kältemittel CO_2) sofort wieder erwärmt und tritt über das Prozessluftgebläse in die Trommel ein. Durch die geschlossene Ausführung des Prozessluftkreislaufs fällt annähernd das gesamte in der Wäsche gebundene Wasser in flüssiger Form als Kondensat an. Dies ermöglicht eine komfortable Trocknung in geschlossenen Räumen, ohne diese mit einer hohen Luftfeuchtigkeit zu belasten. Im Kältemittelkreislauf wird über den Verdampfer thermische Energie aus der Prozessluft aufgenommen und über den Gaskühler auf einem höheren Temperaturniveau wieder abgegeben. Der Verdichter bringt das Kältemittel auf ein dafür notwendiges höheres Druckniveau. Im Expansionsventil (EXV) wird das Kältemittel isenthalp auf das untere Druckniveau entspannt. Gaskühler und Verdampfer der Wärmepumpe sind in den Prozessluftkreislauf integriert. Verdichter, Expansionsventil und Kühler sind im Gehäuse des Trockners untergebracht und fügen sich mit den restlichen Komponenten zu einem komplexen thermischen System zusammen mit zahlreichen Wechselwirkungen untereinander und mit der Umgebung.

Da das System aus zwei geschlossenen Kreisläufen besteht, wird ein stationärer Zustand dann erreicht, wenn der gesamte Energieeintrag (hauptsächlich durch Verdichter und Prozessluftgebläse) den thermischen Verlusten z.B. über heiße Oberflächen oder durch unvermeidliche Luftleckagen entspricht. Um zu verhindern, dass bei einer Trocknung unzulässig hohe Temperaturen oder Drücke auftreten, ist nach dem Gaskühler auf der Hochdruckseite ein zusätzlicher Wärmeübertrager (Kühler) angeordnet. Dieser wird verwendet, um bei Bedarf aktiv Energie an die Umgebung abführen zu können. Das Kühlluftgebläse saugt dann Umgebungsluft an und leitet diese durch den Kühler. Dadurch wird das Kältemittel nach dem Gaskühler zusätzlich abgekühlt.

Insgesamt werden vier elektrische Antriebe verwendet. Diese dienen zum Betrieb des hermetischen Verdichters, der beiden Gebläse und zur Gewährleistung der Trommelrotation. Die Pumpe zum Abtransport des Kondenswassers wird in weiterer Folge aufgrund des geringen Beitrags zur gesamten elektrischen Leistungsaufnahme vernachlässigt.

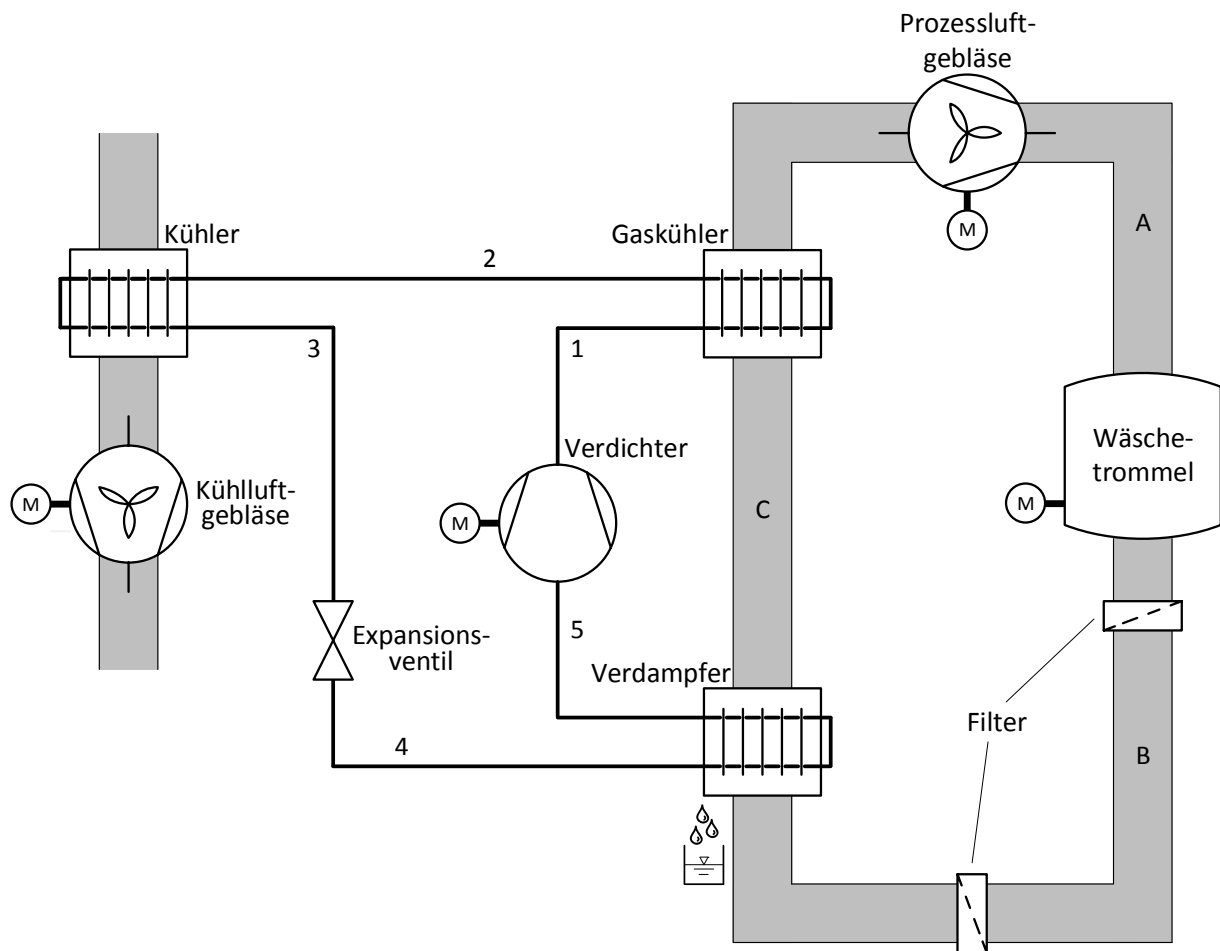


ABBILDUNG 2.1: Fließbild des untersuchten Wärmepumpentrockners gemäß aktuellem Stand der Technik

In Abbildung 2.2 sind die zum Fließbild passenden Kältemittel- und Luftzustände im p,h- bzw. im Mollier-h,x-Diagramm zu einem bestimmten Zeitpunkt des Trocknungsprozesses abgebildet. Dabei werden für den Wärmepumpenprozess die Zustände des Kältemittels CO_2 dargestellt. Obwohl der Motor integrierter Bestandteil im hermetisch abgedichteten Gehäuse des Verdichters ist, wird er in Abbildung 2.1 zur deutlicheren Kennzeichnung zusätzlich zum Verdichter dargestellt.

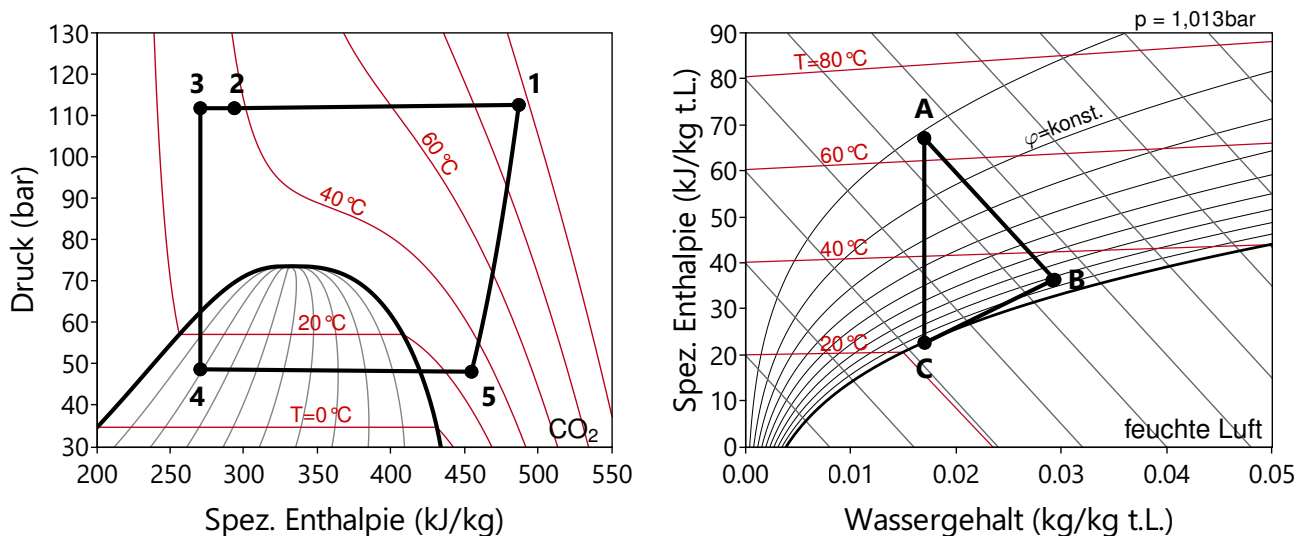


ABBILDUNG 2.2: Kältemittel- und Luftzustände im Wärmepumpentrockner im p,h-Diagramm für CO_2 (links) und Mollier-h,x-Diagramm für feuchte Luft (rechts) zu einem bestimmten Zeitpunkt der Trocknung – eigene Messdaten

2.1 Dynamischer Trocknungsprozess

Beim Wärmepumpentrockner wird die Wäsche nicht kontinuierlich, sondern in Chargen (Batch-betrieb) getrocknet und ein Trocknungsprozess beginnt in der Regel bei Umgebungstemperatur. Über den elektrischen Anschluss wird Energie in das thermische System eingebracht. Zunächst wird diese Energie nicht gleichzeitig wieder über die Systemgrenze (z.B. Trocknergehäuse) abgeführt, wodurch sich das System (Luft, Kältemittel, Komponenten, Gehäuse etc.) sukzessive erwärmt. Um einen sicheren Betrieb des Gerätes und eine möglichst schonende und effiziente Trocknung zu gewährleisten, wird ab einem bestimmten Zeitpunkt das Kühlluftgebläse aktiviert. Durch den Kühlluftstrom wird Energie aktiv an die Umgebung abgeführt und dadurch annähernd ein thermisches Gleichgewicht hergestellt.

Neben dem erwähnten dynamischen Aufheizprozess trägt das Trocknungsverhalten der Wäsche zusätzlich zu einem instationären Prozessverlauf bei. Werden feuchte Textilien kontinuierlich in Kontakt mit warmer und relativ trockener Luft gebracht, lassen sich zwei charakteristische Trocknungsabschnitte definieren. Abbildung 2.3 zeigt den qualitativen Verlauf der Wäscherestfeuchte und -temperatur in Abhängigkeit der Trocknungszeit. Nach einer Aufwärmphase in der sich die Wäsche erwärmt und nur ein geringer Feuchteaustrag stattfindet, beginnt der erste Trocknungsabschnitt (I). Hierbei kann zunächst stets genügend Wasser aus den inneren Wäschefasern an die Oberfläche befördert werden. Dieser Transport wird durch die kapillaren Eigenschaften der Wäsche bewirkt. Solange dies gewährleistet ist, kann eine konstante Trocknungsgeschwindigkeit erreicht werden. Auch die Wäschetemperatur bleibt konstant. Ab einem gewissen Feuchtegrad reichen die Kapillarkräfte nicht mehr aus, um eine Oberflächenverdunstung zu gewährleisten und der Trocknungsspiegel weicht in das Gutsinnere zurück. Dann muss die zur Verdunstung des Wassers notwendige Wärme über immer weitere Strecken geleitet werden und der am Trocknungsspiegel gebildete Wasserdampf durch eine dicker werdende Gutsschicht diffundieren. Folglich verringert sich in diesem zweiten Trocknungs-

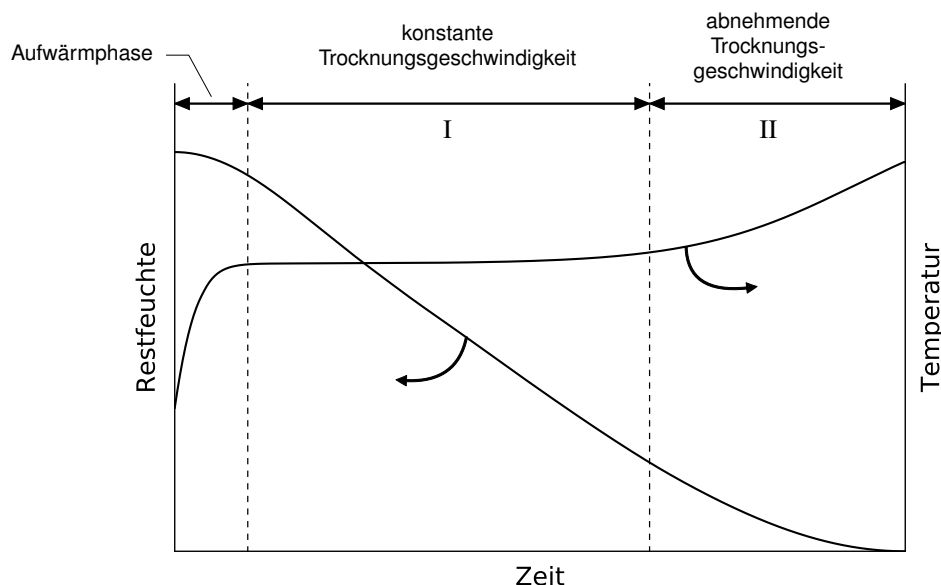


ABBILDUNG 2.3: Trocknungsverhalten von Textilien: Qualitative Restfeuchte und Wäschetemperatur während der Trocknung (nach Sazhin und Sazhin (2007), eigene Darstellung)

abschnitt (II) die Trocknungsgeschwindigkeit. Die Wäschetemperatur steigt an. Gleichzeitig nimmt auch die Temperatur der Luft am Trommelaustritt zu und dessen relative Feuchte sinkt. Der Trocknungsvorgang ist beendet, wenn der Wassergehalt der Wäsche im Bereich der Gleichgewichtsfeuchte bei Umgebungsbedingungen liegt (vgl. auch Ip und Wan 2012; Yadav und Moon 2008). Aufgrund des stets dynamischen Trocknungsverlaufs sind die einzelnen Komponenten bzw. die beiden Kreisläufe variierenden Prozessrandbedingungen ausgesetzt. Somit stellt die optimale Auslegung der Komponenten und des Gesamtsystems sowie die Ermittlung einer optimalen Betriebsweise eine große Herausforderung dar.

2.2 Bewertungsgrößen für Wärmepumpentrockner

Bei der Wäschetrocknung zählen für den Verbraucher im Wesentlichen die je Wäschebeladung benötigte Trocknungszeit und die dafür aufgewendete Energie. Im wissenschaftlichen Kontext wird die Energieeffizienz von wärmepumpenunterstützten Trocknungsprozessen häufig mit der Kennzahl SMER (Specific Moisture Extraction Rate) beschrieben (vgl. Jangam und Mujumdar 2011). Diese setzt die Wassermenge m_{Tr} , die dem Trockengut entzogen wird (Nutzen) ins Verhältnis zur dafür gesamt aufgewendeten Energie En_{ges} (Aufwand) und hat demzufolge die Einheit kg/J.

$$\text{SMER} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{m_{\text{Tr}}}{En_{\text{ges}}} \quad (2.1)$$

Eine zu SMER gleichbedeutende, aber dimensionslose Kenngröße stellt die Trocknungsleistungszahl COP_{Tr} dar (Alpögger et al. 2016c). Hierfür wird in Gleichung (2.1) die Wassermasse mit dessen spezifischen Standardverdampfungsenthalpie r ($2,44 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$) multipliziert. Dabei können bei $\text{COP}_{\text{Tr}} = 1$ je Kilowattstunde elektrischer Energie ca. 1,5 kg Wasser aus dem Trockengut entfernt werden. In dieser Arbeit wird in weiterer Folge der COP_{Tr} zur Beschreibung der energetischen Trocknungseffizienz verwendet und in Kapitel 6 weiter ausgeführt und hergeleitet. Wie oben beschrieben, treten beim Wärmepumpentrockner stets transiente Prozessrandbedingungen auf. Daraus folgt auch eine ständig variierende energetische Effizienz im Laufe einer Trocknung. Für die instantane Beschreibung des COP_{Tr} können somit auch der Wassermassenstrom \dot{m}_{Tr} und die aufgewendete elektrische Gesamtleistung P_{ges} verwendet werden. Zur eindeutigen Unterscheidung wird die eine gesamte Trocknung beschreibende Größe mit einem * gekennzeichnet.

$$\text{COP}_{\text{Tr}}^* = \frac{m_{\text{Tr}} \cdot r}{En_{\text{ges}}} \quad \text{COP}_{\text{Tr}} = \frac{\dot{m}_{\text{Tr}} \cdot r}{P_{\text{ges}}} \quad (2.2)$$

$$\text{COP}_{\text{Tr}}^* = (t_{\text{end}} - t_0)^{-1} \int_{t_0}^{t_{\text{end}}} \text{COP}_{\text{Tr}} dt \quad (2.3)$$

Hierbei stellt COP_{Tr}^* den Mittelwert von COP_{Tr} über einen vollständigen Trocknungsprozess mit der Dauer $t_{\text{ges}} = t_{\text{end}} - t_0$ dar. Üblicherweise wird die höchste instantane Trocknungseffizienz dann erreicht, wenn sich das System auf Betriebstemperatur, annähernd im thermischen Gleichgewicht und

die Wäsche sich noch im ersten Trocknungsabschnitt befindet.

Für die Trocknungsgeschwindigkeit wird in der Regel die Kenngröße MER (Moisture Extraction Rate) verwendet (z.B. Pal und Khan 2010). Diese stellt das dem Trockengut entzogene Wasser ins Verhältnis zur dafür aufgewendeten Zeit. Wie bei der Trocknungseffizienz wird auch hier zwischen der instantanen (MER) und durchschnittlichen Trocknungsgeschwindigkeit (MER*) unterschieden.

$$\text{MER}^* = \frac{m_{\text{Tr}}}{t_{\text{ges}}} \qquad \text{MER} = \dot{m}_{\text{Tr}} \qquad (2.4)$$

$$\text{MER}^* = (t_{\text{end}} - t_0)^{-1} \int_{t_0}^{t_{\text{end}}} \text{MER} \, dt \qquad (2.5)$$

2.3 Energieeffizienz und Trocknungsgeschwindigkeit – Systemcharakteristik

Der in Abbildung 2.1 als Fließbild dargestellte Wärmepumpentrockner besitzt eine Systemcharakteristik hinsichtlich der im vorangegangenen Abschnitt dargestellten Bewertungsgrößen. D.h. die Leistungsdaten Energieeffizienz und Trocknungsgeschwindigkeit sind nicht unabhängig voneinander. Im Allgemeinen muss durch die Verbesserung einer Zielgröße (z.B. COP^*_{Tr}) die Verschlechterung der jeweils anderen (z.B. MER*) in Kauf genommen werden. Dieses Verhalten resultiert in einer sog. Pareto-Front und ist in Abbildung 2.4 qualitativ skizziert. Demnach führt ein sinnvoller Betrieb des Trockners zu Leistungsdaten zwischen folgenden Extrembereichen:

Maximale Effizienz: Wird das untersuchte System bei geringer Verdichterdrehzahl und relativ engem Ventilquerschnitt betrieben, ist die Leistungsaufnahme der Wärmepumpe verhältnismäßig klein. Durch eine mäßige Temperaturspreizung kann eine hohe Leistungszahl und schließlich die maximale Systemeffizienz erreicht werden. Eine weitere Verringerung der Verdichterdrehzahl führt dann zu keiner Effizienzsteigerung mehr, da durch die lange Trocknungszeit der Energieverbrauch einzelner Nebenverbraucher (z.B. Antrieb für die Trommelrotation) zunehmend stärker ins Gewicht fällt und den Gesamtenergieverbrauch dominiert (unvorteilhafter Betrieb).

Maximale Geschwindigkeit: Eine hohe Verdichterdrehzahl bei engem Ventilquerschnitt führt zu einer hohen Wärmepumpenleistung. Diese gewährleistet die notwendigen hohen Lufttemperaturen, eine maximale Temperaturspreizung und somit kurze Trocknungszeiten. Bei einer weiteren Steigerung der Verdichterdrehzahl lässt sich keine ausreichende Wärmeabfuhr mehr über den Kühler realisieren und zulässige Betriebsgrenzen würden überschritten. D.h. eine weitere Zunahme der Trocknungsgeschwindigkeit kann dann nur mehr durch einen für Bauteile und/oder Trockengut schädlichen Betrieb erreicht werden.

In der Regel werden Wärmepumpentrockner so betrieben, dass die erreichten Leistungsdaten zwischen maximaler Effizienz und maximaler Trocknungsgeschwindigkeit liegen. Ziel ist es dabei möglichst optimale Betriebsbedingungen zu gewährleisten, welche zu bestmöglichen Kombinationen der

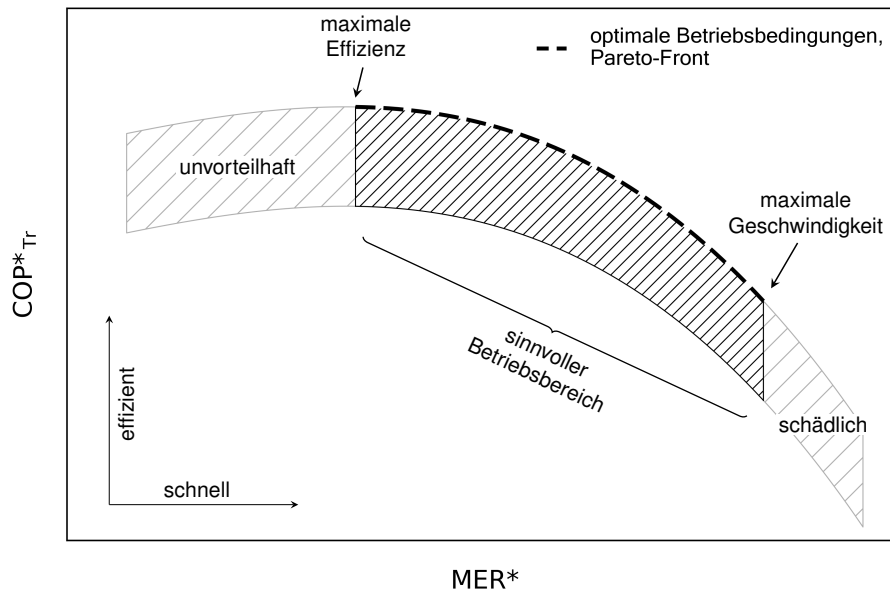


ABBILDUNG 2.4: Qualitative Systemcharakteristik für den untersuchten Wärmepumpentrockner hinsichtlich Trocknungseffizienz COP^*_{Tr} und -geschwindigkeit MER^* . Die dunkle Schraffierung kennzeichnet Leistungsdaten als Folge eines geeigneten Betriebs. Die gestrichelte Linie markiert die anzustrebenden optimalen Leistungsdaten (Pareto-Front) als Folge optimaler Betriebsbedingungen

beiden Zielgrößen führen (vgl. gestrichelte Linie in Abbildung 2.4). Die Lage der Pareto-Front hängt dabei von Vorgaben bei Hard- und Software des Systems ab:

- Hardware – Systemtopologie und Eigenschaften der verwendeten Komponenten
- Software – Betriebsführung (Regelungs- und Steuerungsstrategie)

D.h. eine Veränderung der Systemtopologie, z.B. durch den Einsatz eines internen Wärmeübertragers, bewirkt eine Verschiebung der Pareto-Front. Ebenso ermöglicht beispielsweise eine optimierte, zeitlich variable Steuerung der Verdichterfrequenz einen vorteilhafteren Ablauf des Batchbetriebs als dies mit einer über den Trocknungsprozess konstanten Verdichterfrequenz der Fall wäre. Auch eine festgelegte Regelstrategie für den Betrieb des Kühlluftgebläses ist nicht zwangsläufig ideal.

Die für die untersuchte Versuchsanlage ermittelte Systemcharakteristik wird in Abschnitt 3.4, (Abbildung 3.5) dargestellt und erläutert. Darauf aufbauend werden in dieser Arbeit Optimierungsansätze hinsichtlich Hard- und Software im Detail untersucht.

2.4 Kältemittel im Wärmepumpentrockner

Mit der Nutzung des Kaltdampfprozesses untrennbar verbunden ist die Frage nach dem eingesetzten Kältemittel. Mit Emissionen einhergehende Umweltwirkungen wie der Abbau von stratosphärischem Ozon (ODP: Ozone Depletion Potential), oder der Beitrag zur Verstärkung des Treibhauseffektes (GWP: Global Warming Potential) haben in den letzten Jahrzehnten zu stetigen Veränderungen in der Kälte- und Klimatechnik geführt. In Europa hat der Gesetzgeber z.B. durch die sog. F-Gase Verordnung (EU Nr. 517/2014) reagiert, in der u.a. eine schrittweise Beschränkung der auf dem Markt verfügbaren stark treibhauswirksamen Kältemitteln geregelt ist. Einen allgemeinen Überblick über

die Aspekte der Kältemittelentwicklung geben u.a. BITZER (2016), Cavallini et al. (2014) und UBA (2017b). Zusätzlich beeinflussen die Eigenschaften des verwendeten Kältemittels auch unmittelbar die erzielbare Effizienz des Kaldampfprozesses und so müssen neben direkten Emissionen auch indirekte klimawirksame Emissionen durch den Energieverbrauch berücksichtigt werden. Neben den genannten Umweltaspekten spielen bei der Wahl des Kältemittels auch eine Vielzahl weiterer Faktoren eine Rolle. Erwünschte Eigenschaften sind nach Cavallini et al. (2014):

- stabil und inert
- nicht toxisch, nicht brennbar
- kein ODP, minimaler GWP
- kurze atmosphärische Verweildauer
- günstige thermo-physikalische Eigenschaften
- hohe volumetrische Kälteleistung
- gutes Mischungsverhalten mit Schmierstoffen
- gute Verträglichkeit mit üblichen Materialien
- hohe Verfügbarkeit und geringe Kosten

Kein Kältemittel erfüllt alle Anforderungen gleichermaßen gut, sodass stets ein Kompromiss gefunden werden muss. Das aktuell in Wärmepumpentrocknern vorwiegend verwendete Kältemittel R134a gilt als erprobt und wird weltweit in vielen Kälte- und Klimaanlageanlagen verwendet. Als chlorfreies **HFKW-Kältemittel** besitzt es keine zerstörende Wirkung auf die Ozonschicht, allerdings ein vergleichsweise hohes Treibhauspotenzial ($GWP = 1430$). Durch Vorgaben der EU F-Gase Verordnung wird eine stufenweise Verringerung dieses Treibhausgases herbeigeführt, wodurch dessen Bedeutung zukünftig abnehmen wird. Um politische Auflagen zu erfüllen, wurden sog. **low GWP-Kältemittel** entwickelt. Ein Beispiel dafür ist R1234yf welches zur Gruppe der Hydro-Fluor-Olefine (HFO) gehört und als R134a-Ersatz in Pkw-Klimaanlagen Einsatz findet. Dieses Kältemittel hat eine kurze atmosphärische Verweildauer und damit auch eine geringe Treibhauswirkung ($GWP = 4$). Nachteilig sind allerdings die Brennbarkeit – wenn auch mit geringer Flammgeschwindigkeit – und die dabei entstehenden gefährlichen Verbrennungsprodukte. **Natürliche Kältemittel** – darunter zählen Substanzen wie z.B. Kohlenwasserstoffe (Isobutan, Propan etc.), Kohlendioxid, Ammoniak, Wasser und Luft – gelten als besonders zukunftsfähig. Sie besitzen keine Wirkung auf die Ozonschicht und allenfalls eine sehr geringe Treibhauswirkung. Mittlerweile werden einige Wärmepumpentrockner für die Haushaltsanwendung auch mit dem Kältemittel R290 (Propan) ausgestattet und vertrieben. Kohlenwasserstoffe erfüllen viele an Kältemittel gestellte Anforderungen. Größter Nachteil ist jedoch die hohe Brennbarkeit und damit einhergehende Restriktionen bzgl. Aufstellort und Kältemittelfüllmenge. Für eine weitgehend raumunabhängige Aufstellung gilt eine maximale Füllmenge von 150 g (vgl. DIN EN 60335:2012, DIN EN 378:2016). Größere Füllmengen erfordern die Beachtung deutlich komplexerer Sicherheitsmaßnahmen, welche für Haushaltstrockner nicht wirtschaftlich umsetzbar sind. In Haushaltskühl- und -gefriergeräten kleinerer Leistung werden Kohlenwasserstoffe in Form von R600a (Isobutan) inzwischen standardmäßig eingesetzt. Dies gilt insbesondere für Europa, China und Japan (Narayan 2016). Neben Kohlenwasserstoffen stellt auch das natürliche Kältemittel CO_2 eine Alternative für den Einsatz im Wäschetrockner dar. Entsprechende Untersuchungen wurden in diesem Zusammenhang wie erwähnt bereits durchgeführt (z.B. Klöcker 2001; Schrey 2003; Mancini et al. 2011) und die Realisierbarkeit dargestellt. CO_2 ist weder giftig noch brennbar, besitzt kein

Ozonabbaupotenzial und nur eine sehr geringe Treibhauswirkung ($GWP = 1$). Zudem ist es chemisch inaktiv und billig. Nachteilig für den Einsatz sind jedoch die hohen Systemdrücke (bis zu 130 bar), die besondere Ansprüche an die technischen Komponenten stellen. Letztlich kann die Anlage aufgrund der hohen volumetrischen Kälteleistung aber sehr kompakt ausgeführt werden, was für einen Einsatz im eng begrenzten Bauraum des Wäschetrockners spricht. Durch die niedrige kritische Temperatur von nur 31°C ergibt sich für die Wäschetrocknung in der Regel ein transkritischer Prozess, d.h. eine Verflüssigung des Kältemittels ist nicht mehr möglich und die Wärmeabgabe erfolgt überkritisch bei gleitendem Temperaturniveau im sog. Gaskühler. Aus thermodynamischer Sicht hat dieser Prozess zwar häufig Nachteile gegenüber einer Verflüssigung des Kältemittels auf der Hochdruckseite, allerdings werden diese Nachteile oft wieder aufgewogen z.B. durch besonders hohe Wärmeübergangszahlen, oder die weniger gravierenden Auswirkungen von Druckverlusten. Außerdem ermöglichen im speziellen Fall des Wäschetrockners die Temperaturprofile von Kältemittel und Luft im Gaskühler kleine Temperaturdifferenzen und dadurch geringe thermodynamische Verluste bei der Wärmeübertragung. Ähnliches gilt auch für zeotrope **Kältemittel-Gemische**, bei denen die Phasenänderung mit einer von dem Gemisch abhängigen Temperaturänderung, dem sog. „Temperaturgleit“ einhergeht. Die Temperaturverläufe des Kältemittel-Gemisches eignen sich dann besonders für die Entfeuchtung und Wiedererwärmung der Prozessluft (vgl. Gopalnarayanan und Radermacher 1997). Vorwiegend werden Kältemittelgemische jedoch verwendet um Eigenschaften hinsichtlich Umweltverträglichkeit, Schmierstofflöslichkeit, Brennbarkeit etc. gezielt zu beeinflussen und somit bestimmte Normen zu erfüllen (BITZER 2016). Zur groben Abschätzung, welchen Einfluss die Wahl des Kältemittels auf die Energieeffizienz im Wärmepumpentrockner hat, zeigt Alpögger (2018) vereinfachte stationäre Prozessberechnungen mit einzelnen Vertretern der oben genannten Kältemittelklassen. Dabei zeigen sich keine signifikanten Unterschiede in der Trocknungseffizienz. Lediglich CO_2 weist bei besonders hohen Prozesstemperaturen erwartungsgemäß Nachteile im Vergleich zu anderen Kältemitteln auf. Dabei macht Alpögger (2018) auch deutlich, dass entsprechend hohe Temperaturen aufgrund der Systemvoraussetzungen und des von Umgebungsbedingungen ausgehenden dynamischen Prozessverlaufs ohnehin kaum erreicht werden. Durch eine weitergehende detaillierte Betrachtung des dynamischen Gesamtprozesses zweier Trockner mit den Kältemitteln R134a und CO_2 wird schließlich deutlich, dass durch eine gute Auslegung des Gesamtsystems, Geräte mit dem Kältemittel CO_2 eine mindestens ebenbürtige Energieeffizienz im Vergleich zu derzeit auf dem Markt verfügbaren R134a-Geräten erreichen können.

Für zukünftige Trocknergenerationen wird wie erwähnt das Kältemittel R134a aufgrund gesetzlicher Einschränkungen an Bedeutung verlieren. Dafür rücken umweltfreundliche und z.T. auch brennbare Kohlenwasserstoffe wie R290 (Propan) verstärkt in den Fokus. Dies gilt insbesondere für Haushaltstrockner mit einer verhältnismäßig kleinen Leistung und der damit einhergehenden geringen Kältemittelfüllmenge. Für größere Geräte der sog. Kleingewerbe- und Gewerbe-Klasse sind brennbare Kältemittel aufgrund von Sicherheitsaspekten allerdings kaum wirtschaftlich einsetzbar. CO_2 stellt insbesondere hier eine umweltfreundliche, sichere und somit auch zukunftsfähige Alternative dar. Aber auch der Einsatz synthetischer Kältemittel mit einem niedrigen GWP-Wert ist denkbar. In dieser Arbeit wird das natürliche Kältemittel CO_2 für alle weitere Untersuchungen zugrunde gelegt.

Zur Durchführung von experimentellen Untersuchungen wird ein Wärmepumpentrockner mit dem Kältemittel CO₂ verwendet. Dieser dient einerseits zur Validierung von Simulationsmodellen in Kapitel 5, andererseits auch der experimentellen Überprüfung von Optimierungsergebnissen (siehe Kapitel 7). In diesem Kapitel folgt zunächst ein Überblick über den Aufbau der Versuchsanlage und die Beschreibung der verwendeten Komponenten. Anschließend erfolgt die Darstellung der Messstellen und der eingesetzten Messtechnik. Zudem wird die Vorgehensweise bei der Versuchsdurchführung, Messdatenauswertung und bei der Abschätzung des Messfehlers bezüglich berechneter Kenngrößen für den Wärmepumpentrockner erläutert. Schließlich erfolgt eine Darstellung der gemessenen Leistungscharakteristik auf Basis der im vorherigen Kapitel vorgestellten Bewertungsgrößen.

3.1 Komponenten und Aufbau

Als Basis für die Versuchsanlage dient ein am Markt verfügbarer Wärmepumpentrockner der Firma Miele & Cie. KG mit einem Trommelvolumen von 130 Liter und einem ausgewiesenem Fassungsvermögen von 6,5kg trockener Wäsche. Der Trockner wird mit einer CO₂-Wärmepumpe ausgestattet, wobei die Systemtopologie des Originalgerätes übernommen wird. Diese entspricht dem Fließbild in Abbildung 2.1. Hierfür werden druckbeständige Wärmeübertrager in den Luftkreislauf eingesetzt und dessen Anschlüsse über die Gehäusewand nach außen geführt, wo die restlichen Komponenten der Wärmepumpe (Verdichter, Kühler und Expansionsventil) für eine bessere Platzierung der erforderlichen Messtechnik angeordnet werden. Dementsprechend wird auch das Kühlluftgebläse außerhalb des Trocknergehäuses und in Luftströmungsrichtung hinter dem Kühler angeordnet. Der Prozessluftkreislauf des Trockners bleibt unverändert, um möglichst realitätsnahe Trocknungsbedingungen zu erzielen. Abbildung 3.1 zeigt die Versuchsanlage (links) und ein entsprechendes Schema zur Anordnung der verschiedenen Komponenten (rechts).

TABELLE 3.1: Konfiguration der in der Versuchsanlage eingesetzten Wärmeübertrager

Parameter		Verdampfer	Gaskühler	Kühler
Breite quer zur Luftströmung, ohne Rohrbögen	mm	205	205	215
Höhe quer zur Luftströmung, ohne Rohrbögen	mm	170	170	170
Länge entlang der Luftströmung	mm	132	132	30
Rohrreihen quer zur Luftströmung	–	9	9	8
Rohrreihen entlang der Luftströmung	–	8	8	2
Rohrdurchmesser außen	mm	5	5	5
Wanddicke Rohr	mm	0,37	0,37	0,37
Lamellenabstand	mm	2,75	1,4	1,4
Anzahl der Pässe, Aufteilung Kältemittelstrom	–	3	2	1

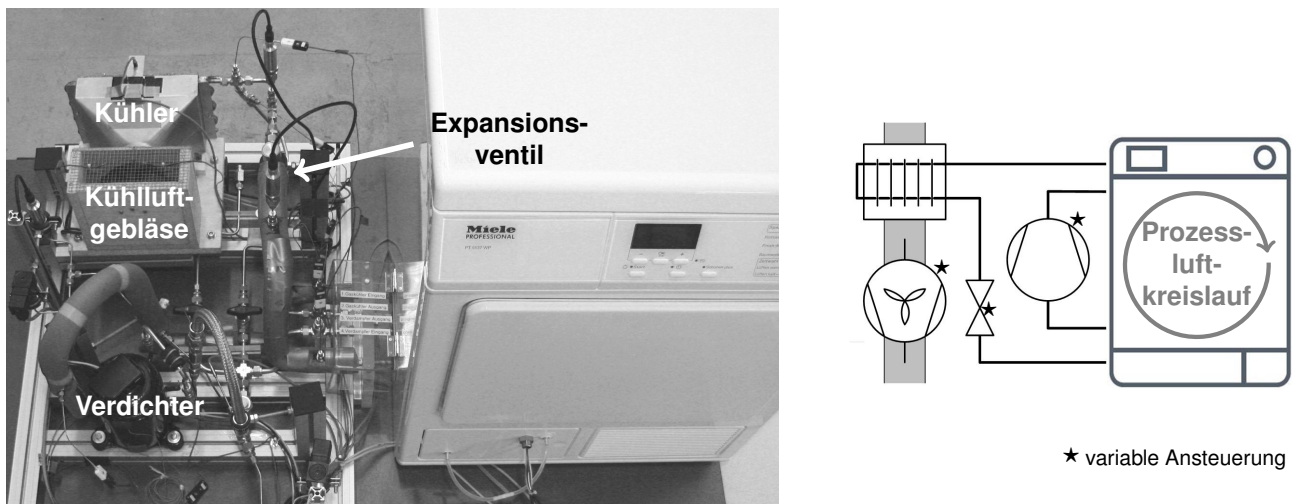


ABBILDUNG 3.1: Versuchsstand des CO₂-Wärmepumpentrockners (links) und entsprechendes Schema der Komponentenanzordnung (rechts) mit Kennzeichnung der Komponenten mit variabler Ansteuerung

Es wird ein hermetischer zweistufiger Rollkolben-**Verdichter** verwendet mit einem auf beide Stufen verteilten Gesamthubvolumen von $3,5 \text{ cm}^3$. Die Mitteldruckstufe ist über zwei Anschlüsse – Druckstutzen der ersten Verdichterstufe und Saugstutzen der zweiten Verdichterstufe – zugänglich. Für die hier vorgestellte Versuchsanlage werden diese Anschlüsse direkt miteinander verbunden. Der Verdichter wird von einem Gleichstrommotor angetrieben. Über die Ansteuerung durch einen Frequenzumrichter kann im erlaubten Bereich von 40 - 70 Hz eine beliebige Drehzahl eingestellt werden. Gemäß Spezifikation sollte der Kältemitteldruck am Saugstutzen 54 bar nicht übersteigen, was in etwa einer Verdampfungstemperatur von $17,5^\circ\text{C}$ entspricht. Typische Wärmepumpentrockner erreichen mitunter noch deutlich höhere Verdampfungstemperaturen (Alpögger 2018). Für die vorgestellte Versuchsanlage stellt der Saugdruck also jene Größe dar, die es mittels aktiver Kühlung zu begrenzen gilt, um einen sicheren und langfristigen Betrieb des Verdichters und somit der Anlage zu gewährleisten. Das eingesetzte elektronische **Expansionsventil** CX4 der Firma EMERSON ermöglicht einen variablen Öffnungsquerschnitt, welcher über einen Schieber und entsprechenden Schrittmotor eingestellt wird. Die Steuerung erfolgt durch ein analoges 0 - 10 V Signal. Die Wärmeübertrager **Verdampfer**, **Gaskühler** und **Kühler** sind als Lamellenrohrbündel ausgeführt, wobei die Rohre aus Kupfer und die Lamellen aus Aluminium bestehen. Geometrieangaben der einzelnen Wärmeübertrager sind in Tabelle 3.1 gegeben. Als **Kühlluftgebläse** wird ein Radialgebläse der RadiCal-Reihe von ebm-papst verwendet mit einem Durchmesser von 133 mm. Die Drehzahl des Gebläses lässt sich über ein analoges 0 - 10 V Signal in einem Drehzahlbereich von ca. 35 - 65 Hz steuern und erlaubt einen maximalen Volumenstrom im Bereich von $250 \text{ m}^3/\text{h}$. Abgesehen von den genannten Komponenten der Wärmepumpe, sind alle restlichen Bauteile (Prozessluftgebläse, Gehäuse, Trommel etc.) vom Originalgerät übernommen. Durch die Anordnung einzelner Komponenten der Wärmepumpe außerhalb des Gehäuses wird das ursprüngliche System zwar leicht verändert, dies wirkt sich aber nur unwesentlich auf das allgemeine Systemverhalten aus. Durch die Nutzung des bereits eingebauten Prozessluftgebläses ist kein zusätzlicher Einfluss auf den Prozessluftvolumenstrom möglich. Das Gebläse wird bei einer konstanten Drehzahl betrieben.

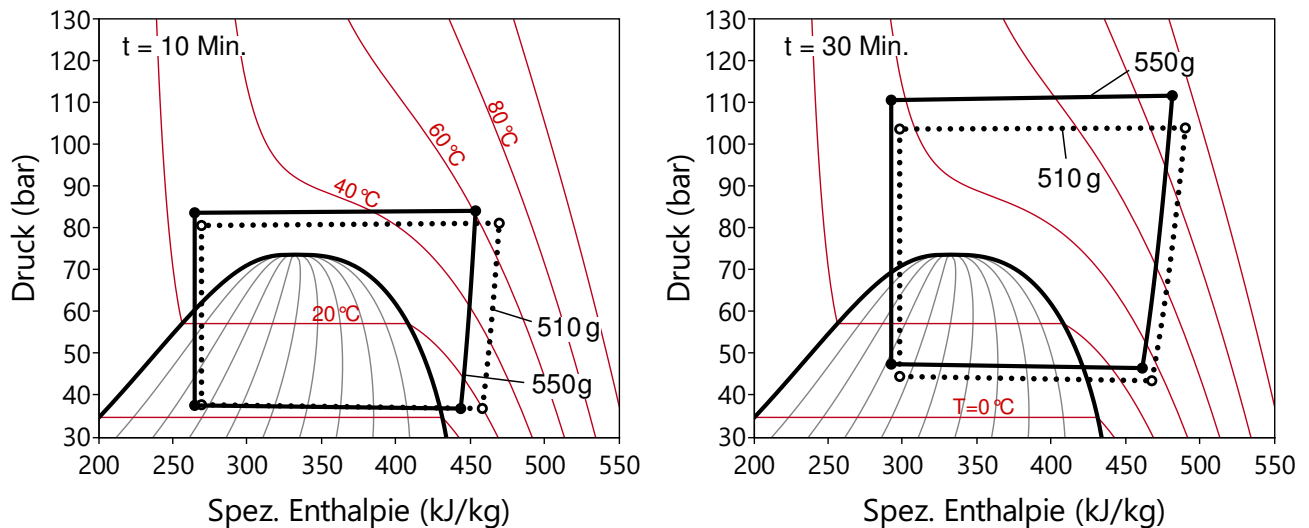


ABBILDUNG 3.2: Gemessene Kältemittelzustände im Wärmepumpentrockner mit unterschiedlicher Kältemittelfüllmenge und zu zwei verschiedenen Zeitpunkten im Trocknungsprozess

Neben den geometrischen Randbedingungen und den verwendeten Komponenten ist die **Kältemittelfüllmenge** eine weitere relevante Systemrandbedingung. Da kein Kältemittelsammler im System verwendet wird, ist der Einfluss besonders signifikant und der Ermittlung einer geeigneten Füllmenge kommt eine besondere Bedeutung zu (z.B. Boeng und Melo 2014). Hierfür wurden eigene Trocknungsversuche durchgeführt. Um die Auswirkung zu verdeutlichen, sind in Abbildung 3.2 entsprechende gemessene Kältemittelzustände mit zwei unterschiedlichen Füllmengen (510 und 550 g) nach 10 bzw. 30 Minuten im Trocknungsprozess dargestellt. Verdichterdrehzahl und Querschnitt des EXV sind zeitlich konstant und bei beiden Versuchen identisch. Durch eine höhere Füllmenge ist der gesamte Kreislauf im p,h-Diagramm etwas nach links (d.h. in Richtung Flüssigphase) verschoben. Damit einher geht eine geringere Überhitzung und eine höhere Kältemitteldichte am Saugstutzen des Verdichters. Dies führt zu einem höheren Kältemittelmassenstrom und dadurch einer größeren Leistung der Wärmepumpe, was letztlich für einen schnelleren Aufheizvorgang des Systems sorgt. Mit zunehmender Füllmenge lässt sich also schneller und sogar effizienter trocknen. Letzteres ist bedingt durch günstigere Randbedingungen der Wärmeübertragung im Verdampfer (siehe auch Kapitel 6). Mit zunehmender Füllmenge ist eine ausreichende Kältemittelüberhitzung am Saugstutzen des Verdichters irgendwann nicht mehr gewährleistet. Dies gilt insbesondere für den Beginn des Trocknungsprozesses bei gleichzeitig geringer Verdichterdrehzahl. Zudem wird bei zunehmender Kältemittelmasse die Kühlung des Systems erschwert, da die Kältemitteltemperatur am Gaskühleraustritt und somit die Temperaturdifferenz zur Umgebung geringer ausfällt. Negativen Auswirkungen auf die Kreislaufeffizienz durch ungünstige Verlagerungen des Kältemittels könnte z.B. durch Einsatz eines Niederdrucksammlers entgegengewirkt werden (vgl. Alpögger et al. 2016b). Dies führt jedoch zu höheren Kosten und außerdem auch zu einer größeren Kältemittelmenge im System, was insbesondere für brennbare Kältemittel ein Problem darstellt. Für die Versuchsanlage wird schließlich eine Füllmenge von 550 g für alle weiteren Untersuchungen festgelegt. Damit lässt bei der geringsten untersuchten Verdichterdrehzahl noch eine ausreichende Überhitzung und bei der höchsten Drehzahl eine noch genügende Kühlung des Systems realisieren.

Betrieb des Kühlluftgebläses: Regelstrategie

Wie oben erwähnt, muss für den eingesetzten Verdichter der Kältemitteldruck am Saugstutzen möglichst unter 54bar gehalten werden. Um dies zu gewährleisten wird das Kühlluftgebläse eingesetzt, welches für eine aktive Kühlung des Systems sorgt. Allerdings ist eine exakte Regelung des Saugdrucks für die untersuchte Anlage mittels verfügbaren Kühlluftstrom nicht ohne weiteres möglich, weshalb folgende Regelstrategie angewendet wird (PI-Regler):

$$N(0 \dots 1) = \begin{cases} 0 & \text{für } p_{V,\text{ein}} \leq 50 \text{ bar} \\ 0,21 \left(u + \frac{1}{90} \int u \, dt \right) & \text{für } p_{V,\text{ein}} > 50 \text{ bar} \end{cases} \quad (3.1)$$

mit: $u = p_{V,\text{ein}} - 50 \quad [\text{bar}]$

Hierbei ist N die dimensionslose, normierte Drehzahl des Kühlluftgebläses. Demzufolge wird ein PI-Regler bereits auf den Wert von 50bar eingestellt. Die Aktivierung erfolgt bei erstmaliger Überschreitung des Kältemitteldruckes von 50bar vor dem Verdichter. Durch diese Regelstrategie wird für alle untersuchten Trockenzyklen der Saugdruck auf einen Maximalwert kleiner 54bar begrenzt und somit ein sicherer Betrieb für den Verdichter gewährleistet. Dabei erreicht die normierte Drehzahl N im Laufe des Prozesses üblicherweise den Maximalwert von 1. Eine ausführlichere Erläuterung des Systemverhaltens erfolgt in Abschnitt 5.5 anhand von Messdaten.

3.2 Messstellen und Sensorik

Beim vorgestellten Wärmepumpentrockner treten nur geringe Leistungsdichten auf, die maximale elektrische Leistungsaufnahme beträgt kaum mehr als 1kW. Deshalb muss besonders darauf geachtet werden, das Systemverhalten trotz Verwendung entsprechender Messtechnik nicht zu verändern. Die gewählte Messausstattung der vorgestellten Versuchsanlage stellt somit einen Kompromiss dar, der einerseits relevante Größen zur Beschreibung des Systems berücksichtigt und andererseits das System durch die verwendeten Sensoren nicht zu stark beeinflusst. Um die Messausstattung der Versuchsanlage zu verdeutlichen ist in Abbildung 3.3 nochmals das Fließbild des Trockners inklusive aller Messstellen und -größen dargestellt. Die Messdatenerfassung erfolgt mittels der Plattform CompactDAQ der Firma National Instruments und der dazugehörigen Softwareumgebung LabVIEW. In dem erstellten Messprogramm sind die relevanten Steuerungen (Verdichterdrehzahl, EXV-Querschnitt) und die Regelung zur Begrenzung der Saugdruckes mittels Kühlluftgebläse implementiert.

Die Temperaturmessung (T) erfolgt im Kältekreislauf mittels Typ-K Mantelthermoelementen, welche durch Einschraubverbindungen direkt in der Kältemittelströmung angebracht werden. Im Luftkreislauf werden Temperatursensoren des Typs Pt100 verwendet. Die Druckmessung (p) für den Kältemittelkreislauf wird durch Relativdrucksensoren (Metall-Dünnschicht) der Firma Baumer aus der Reihe PBMN realisiert. Für den Luftkreislauf kommen piezoresistive Absolut- und Relativdrucksensoren der DS1 bzw. DS2-Serie von Kalinsky Sensor Elektronik zum Einsatz. Die relative Luftfeuchtigkeit (φ) wird mit kapazitiven Feuchtesensoren PCMini70 von Michell Instruments gemessen. Für die el.

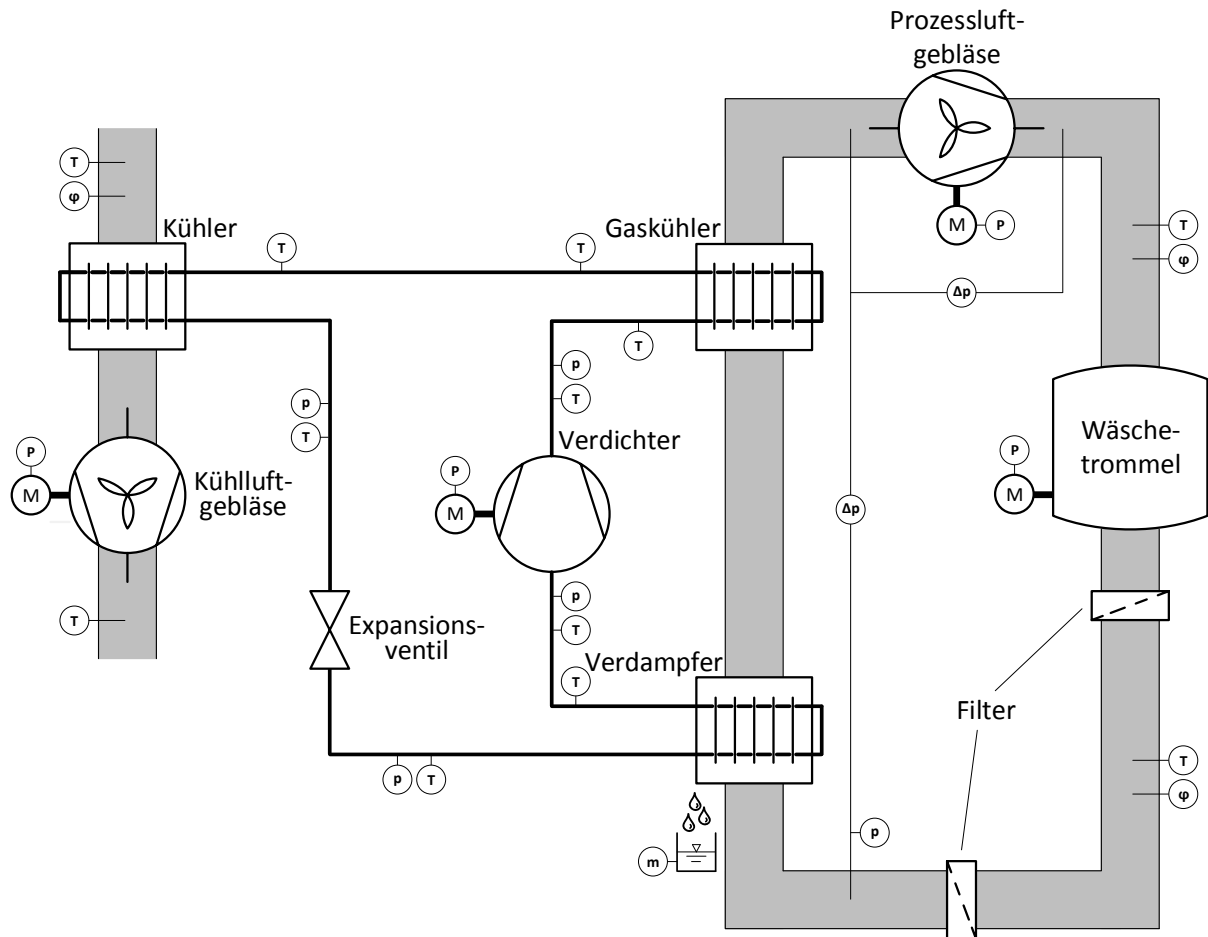


ABBILDUNG 3.3: Fließbild des untersuchten Wärmepumpentrockners mit dem Kältemittel CO₂ inklusive eingebauter Messstellen bei der Versuchsanlage

Leistungsaufnahme (P) der einzelnen Verbraucher der Anlage werden Wirkleistungs-Messumformer Pw-MU der Firma Müller Ziegler eingesetzt. Zusätzlich wird für die Messung der Leistungsaufnahme und weiterer elektrischer Parameter wie z.B. Spannung und Strom für die gesamte Anlage ein Präzisions-Leistungsmessgerät (LMG640) von ZES-Zimmer verwendet. Das während der Trocknung anfallende Kondensat wird durch die Trockner-Elektronik in regelmäßigen Abständen über den Ablaufschlauch abgepumpt. Mit einer Kompaktwoage (Kern & Sohn CDS 60K0.2) wird die während der Trocknung anfallende Kondensatmasse mit in die Messdatenauswertung aufgenommen. Über dessen zeitliche Veränderung kann auf die Trocknungsgeschwindigkeit geschlossen werden, wie im Anhang (A.1) verdeutlicht wird. Diese alternative Berechnung wird hier zur Überprüfung berechneter Kenngrößen herangezogen. In Tabelle 3.2 sind die genannten Messgrößen nochmals angezeigt und die entsprechende Messgenauigkeit gemäß Sensorspezifikation angeführt. Diese stellt die Grundlage zur Analyse der Messunsicherheit dar. Im folgenden Abschnitt wird sowohl die Messdatenauswertung als auch die Abschätzung der Messunsicherheit näher erläutert.

TABELLE 3.2: Messgrößen und die zugehörige Messunsicherheit gemäß Herstellerangaben

Messgröße		Messunsicherheit (f)	
Temperatur (Kältemittel)	T	$\pm 1,5$	K
Temperatur (Luft)	T	$\pm 0,3$	K
Niederdruck	p	$\pm 0,1$	bar
Hochdruck	p	$\pm 0,16$	bar
Absolutdruck (Luft)	p	$\pm 3,2$	mbar
Differenzdruck (Luft)	Δp	$\pm 0,3$	mbar
Relative Luftfeuchte	φ	$\pm 2,0$	%
Wirkleistung (einzeln)	P	$\pm 7,5$	W
Wirkleistung (gesamt)	P	$\pm 2,1$	W
Kondensatmasse	m	$\pm 0,2$	g

3.3 Messdatenauswertung und Abschätzung der Messunsicherheit

Bei der vorgestellten Versuchsanlage ist es nicht möglich sämtliche zur Beschreibung des Systems relevanten Größen messtechnisch zu bestimmen. Zur Analyse des Trocknungsprozesses ist es deshalb notwendig neben der Auswertung oben genannter Messgrößen weitere vereinfachte Annahmen zu treffen. Der **Kältemittelmassenstrom** \dot{m}_{KM} wird auf Basis des effektiven Verdichter-Liefergrades λ abgeschätzt. Dieser wiederum ergibt sich anhand von Messungen an einem separaten Verdichterprüfstand (siehe Abschnitt 5.3) in Abhängigkeit der Verdichterdrehzahl n und des Druckverhältnisses π (vgl. Richter 2008, S. 79 ff.).

$$\lambda(\pi, n) = \left(\frac{\pi_0 - \pi}{\pi_0 - 1} \right)^2 \cdot (a_2 n^2 + a_1 n + a_0) \quad (3.2)$$

mit: $\pi_0 = 56,323 [-]$; $a_2 = 1,0093 \text{ e}^{-5} [\text{s}^2]$; $a_1 = 1,0873 \text{ e}^{-3} [\text{s}]$; $a_0 = 0,8379 [-]$

Der Massenstrom wird schließlich als Funktion von Hubvolumen V_{Hub} , Verdichterdrehzahl n und Kältemitteldichte ρ am Saugstutzen berechnet.

$$\dot{m}_{\text{KM}} = \lambda(\pi, n) \cdot V_{\text{Hub}} \cdot n \cdot \rho(p, T) \quad (3.3)$$

Die resultierende Modellgenauigkeit für den Kältemittelmassenstrom lässt sich mit einer Standardabweichung von $\sigma = 0,13 \text{ g/s}$ ($\cong 1,4\%$) zu den Messdaten angeben. Für die Auswertung von Trocknungsversuchen wird die Unsicherheit (f) konservativ mit $\pm 2\%$ abgeschätzt. Im **Expansionsventil** wird eine isenthalpe Zustandsänderung angenommen. Aufgrund der engen Platzverhältnisse und der inhomogenen Temperaturverteilung über die Querschnittsfläche der Luftströmung wird auf eine Messung des **Luftzustands zwischen den Wärmeübertragern** verzichtet (siehe Abbildung 3.3). Als Näherung wird von gesättigter Luft, d.h. 100% Luftfeuchte ausgegangen. Diese Annahme ist aufgrund der deutlichen Unterschreitung des Taupunktes im Verdampfer gerechtfertigt und wird u.a. auch von Mancini et al. (2011) und Bengtsson et al. (2014) getroffen. Die Wasserbeladung am Austritt des Ver-

dampfers (Verd) ergibt sich aus den Luftzuständen am Eintritt der Wäschetrommel (WT) und Austritt des Gaskühlers (GK) wie folgt:

$$x_{\text{Verd,aus}} = x_{\text{WT,ein}}(T, \varphi, p) \quad \varphi_{\text{Verd,aus}} = 100\% \quad p_{\text{Verd,aus}} = \frac{p_{\text{Verd,ein}} + p_{\text{GK,aus}}}{2} \quad (3.4)$$

Aufgrund der äußeren geometrischen Verhältnisse ist der Prozessluftkanal im Wäschetrockner sehr kompakt ausgeführt und durch scharfe Umlenkungen und ständige Veränderungen im Querschnitt gekennzeichnet. Aufgrund dieser Voraussetzungen wird keine Messung des **Luftmassenstroms** durchgeführt. Die Berechnung erfolgt anhand der stationären Energiebilanz um den Gaskühler.

$$\frac{\dot{m}_{\text{KM}} \cdot (h_{\text{KM,GK,ein}} - h_{\text{KM,GK,aus}})}{h_{\text{L,GK,aus}} - h_{\text{L,GK,ein}}} = \dot{m}_{\text{t,L}} \quad (3.5)$$

Der Prozessluftkreislauf ist außerdem nicht hermetisch geschlossen, d.h. an Dichtungen (z.B. Türöffnung, Wäschetrommel etc.) treten **Luftleckagen** auf. Über die Länge des Luftkanals stellen sich positive und negative Druckdifferenzen zur Umgebung ein. Deshalb sind Leckageströme sowohl in, als auch aus dem Prozessluftkreislauf möglich. Bei den durchgeführten Messungen mit dem untersuchten System führt die Luftleckage zu einem Feuchteverlust von ca. 5 %. D.h. von 4,2 kg Wasser, das der Wäsche entzogen wird, fallen ca. 4 kg als Kondensat an. Mithilfe der in Kapitel 4 dargestellten Modelle, lässt sich die Leckage auf ca. 1,5 % des umlaufenden Luftmassenstroms überschlagen. Bei der Messdatenauswertung wird die Leckage vernachlässigt. Zusätzlich wird der umlaufende Massenstrom \dot{m}_{L} (trockene Luft) an jeder Stelle des Prozessluftkreislaufs gleichgesetzt.

Nicht nur bei der experimentellen Analyse und Optimierung des Wäschetrockners, sondern auch bei der Modellkalibrierung (Kapitel 5) sind Messdaten von zentraler Bedeutung und unverzichtbar. Allerdings gibt es kein ideales Messsystem, welches frei von Messabweichungen ist. Aus diesem Grund ist bei der Darstellung und Diskussion von experimentellen Daten eine Abschätzung über deren Güte bzw. der Messunsicherheit notwendig. Insbesondere für von Messdaten abgeleitete Größen ist dies besonders wichtig, da sich die Messabweichung einzelner Messgrößen fortpflanzt und somit darauf auswirkt. Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Messdaten werden an mehreren Stellen sorgfältig auf Plausibilität überprüft und berechnete Kenngrößen einer Analyse der Messunsicherheit unterzogen. Als Grundlage der Berechnung dienen Herstellerangaben der verwendeten Sensoren (siehe Tabelle 3.2) und die an JCGM (2008) angelehnte Berechnung anhand nachfolgender Gleichungen. Dabei beschreibt Gl. (3.6) die erweiterte Messunsicherheit einer beliebigen Messgröße und Gl. (3.7) stellt das sog. Gauß'sche Fehlerfortpflanzungsgesetz dar. Letzteres wird verwendet um die Messunsicherheit von aus Messgrößen berechneten Kenngrößen R zu bestimmen.

$$U_x = 2 \frac{f_x}{\sqrt{3}} \quad (3.6)$$

$$U_R = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} U_{x_i} \right)^2} \quad (3.7)$$

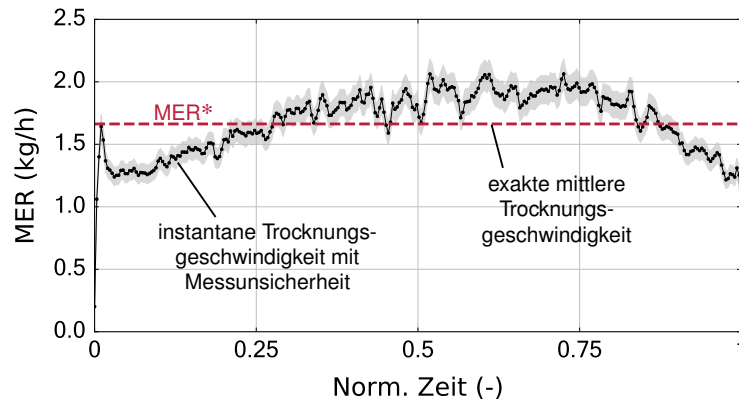


ABBILDUNG 3.4: Gemessene instantane und durchschnittliche Trocknungsgeschwindigkeit MER bzw. MER* des untersuchten Wärmepumpentrockners bei einer beispielhaften Trocknung zur Verdeutlichung der berechneten Messunsicherheit und Plausibilisierung der Messdaten

Darstellungen von Messdaten bzw. davon abgeleitete Größen werden in weiterer Folge mit der berechneten Messabweichung U gekennzeichnet, welche ein Konfidenzniveau von ca. 95 % ausdrückt. Eine beispielhafte Berechnung für die besonders wichtige Kenngröße MER (Trocknungsgeschwindigkeit) ist im Anhang (A.2) skizziert. Zur Kontrolle auf Plausibilität ist in Abbildung 3.4 für einen beispielhaften Trocknungsversuch MER über die normierte Trocknungszeit inklusive der grau hinterlegten erweiterten Messunsicherheit dargestellt. Zusätzlich ist die durchschnittliche Trocknungsgeschwindigkeit MER* aufgetragen. Diese kann sehr präzise bestimmt werden, da hierfür lediglich das Gewicht der Textilien (T) vor Beginn und nach Ende der Trocknung und die entsprechende Trocknungszeit notiert werden müssen. Folglich gilt:

$$\text{MER} = \dot{m}_{t,L.} (x_{WT, \text{aus}} - x_{WT, \text{ein}}) \quad \text{MER}^* = \frac{m_T(t_0) - m_T(t_{\text{end}})}{t_{\text{end}} - t_0} \quad (3.8)$$

Die Überprüfung der unabhängig voneinander bestimmten MER*-Werte auf Plausibilität nach Gl. (2.5) ergibt für alle analysierten Trocknungsversuche zufriedenstellende Ergebnisse mit einer Abweichung von weniger als 8%.

3.4 Versuchsdurchführung

Zur messtechnischen Analyse des Wärmepumpentrockners wird dieser in einem sinnvollen Betriebsbereich anhand von Trocknungsversuchen untersucht. Die Versuchsbedingungen werden hierbei in Anlehnung an die Norm zur Messung der Gebrauchseigenschaften von Wäschetrocknern (DIN EN 61121:2005) gewählt. Dazu gehören beispielsweise die Umgebungsbedingungen im Aufstellraum des Trockners, die wie folgt eingestellt werden:

- Temperatur: $23^\circ\text{C} \pm 2$
- rel. Luftfeuchte: $55\% \pm 5$

Zu Beginn jeder Trocknung befindet sich das Gerät im thermischen Gleichgewicht mit der Umgebung. Dies wird auch als Kaltstart bezeichnet. Sämtliche Versuche erfolgen mit einer Prüf-Wäschebelastung (Baumwolle) mit einem konditioniertem Trockengewicht m_0 von ca. 7kg. Die Restfeuchte Rf der

Wäsche beträgt im konditionierten Zustand – d.h. Gleichgewicht bei oben genannten Umgebungsbedingungen – definitionsgemäß Null. Bei Trocknungsversuchen wird zwischen Anfangs- (Rf_0) und Endrestfeuchte (Rf_{end}) unterschieden. Diese werden in Prozent angegeben und sind wie folgt definiert:

$$Rf_0 = \frac{m_T(t_0) - m_0}{m_0} \quad Rf_{\text{end}} = \frac{m_T(t_{\text{end}}) - m_0}{m_0} \quad (3.9)$$

Dabei ist $m_T(t_0)$ die Masse der Prüfbeladung nach dem Anfeuchten und unmittelbar vor dem Trocknen und $m_T(t_{\text{end}})$ die Masse der Prüfbeladung nach dem Trocknungsprozess. Ziel ist es bei jedem Trocknungsversuch die Restfeuchte von anfangs 60 auf 0% zu reduzieren. Der verwendete Trockner verfügt zwar über eine integrierte Restfeuchtemessung, welche genutzt wird um den Prozess rechtzeitig zu beenden. Trotzdem treten geringfügige Abweichungen zwischen tatsächlicher und gewünschter Endrestfeuchte auf. Ähnliches gilt für die Anfangsrestfeuchte, welche durch Befeuchten der Wäsche mit anschließendem Schleudern eingestellt wird. Zudem weicht i.d.R. auch das konditionierte Trockengewicht aufgrund unterschiedlicher Wäschestücke leicht vom Idealwert von 7kg ab. Um eine hohe Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Versuchsdurchführungen zu erreichen, werden die tatsächlichen Messwerte für Gesamtenergieverbrauch En und Trocknungszeit t gemäß Gl. (3.10) auf die vorgesehenen Randbedingungen normiert bzw. korrigiert (vgl. DIN EN 61121:2005).

$$En_{\text{kor}} = En \frac{60 \% \cdot 7 \text{ kg}}{(Rf_0 - Rf_{\text{end}}) m_0} \quad t_{\text{kor}} = t \frac{60 \% \cdot 7 \text{ kg}}{(Rf_0 - Rf_{\text{end}}) m_0} \quad (3.10)$$

Sämtliche nachfolgende Kennzahlen zur Charakterisierung eines gesamten Trocknungsprozesses werden mit korrigierten Werten für Trocknungszeit und Energieverbrauch gebildet gemäß Gl. (3.10).

Systemcharakteristik der Versuchsanlage

Der Trockner wird schließlich anhand einer Versuchsmatrix untersucht, wie in Tabelle 3.3 dargestellt. Verändert werden hierbei Verdichterdrehzahl (45 - 60Hz, in 5Hz-Schritten) und die Schieberposition des Expansionsventils, die mittels analogem Steuersignal eingestellt wird. Die resultierende freie Querschnittsfläche A_{eff} im EXV kann nur abgeschätzt werden. Hierfür wird von einem identischen Massenstrom an jeder Stelle des Kältemittelkreislaufs ausgegangen und die Bernoulli-Gleichung für inkompressible Fluide verwendet.

$$\dot{m}_{\text{KM},V} = \dot{m}_{\text{KM},\text{EXV}} \quad (3.11)$$

$$A_{\text{eff}} = \frac{\dot{m}_{\text{KM},\text{EXV}}}{\sqrt{2 \rho_{\text{EXV},\text{ein}} \underbrace{(p_{\text{ein}} - p_{\text{aus}})}_{\Delta p_{\text{EXV}}}}} \quad (3.12)$$

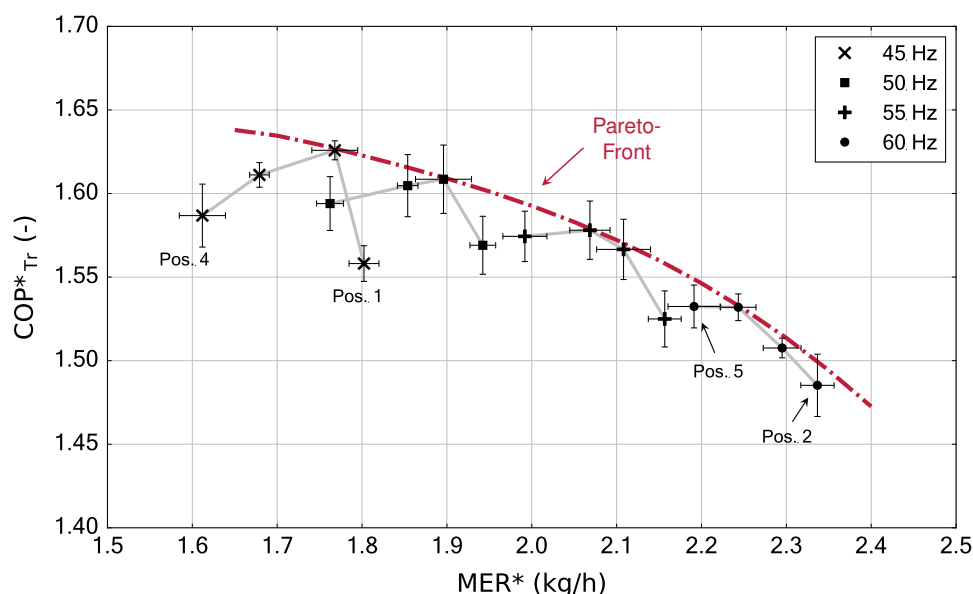
Der Kältemittelmassenstrom über den Verdichter wird nach Gl. (3.3) berechnet, und A_{eff} derart angepasst, dass das Quadrat der Abweichung zwischen $\dot{m}_{\text{KM},V}$ und $\dot{m}_{\text{KM},\text{EXV}}$ minimal wird. Somit lässt sich die Querschnittsfläche für alle durchgeführten Versuche auf einen Bereich von ca. 0,1 - 0,15 mm² festlegen (vgl. Tabelle 3.3). Hierbei ist zu beachten, dass die nach Gl. (3.12) berechnete effektive Fläche etwas geringer als der tatsächlich engste geometrische Öffnungsquerschnitt im Expansionsventil

TABELLE 3.3: Versuchsmatrix: Verdichterdrehzahlen und Schieberpositionen des Expansionsventils bei den durchgeführten Versuchen. Die effektive Querschnittsfläche des Expansionsventils wird abgeschätzt

Drehzahl Verdichter	Position EXV	Pos. 1 ca. 0.096mm ²	Pos. 2 ca. 0.111mm ²	Pos. 3 ca. 0.126mm ²	Pos. 4 ca. 0.135mm ²	Pos. 5 ca. 0.144mm ²
45Hz		×	×	×	×	
50Hz			×	×	×	×
55Hz			×	×	×	×
60Hz			×	×	×	×

ist. Grund dafür sind z.B. Effekte wie die Strömungseinschnürung (vgl. Stulgies et al. 2008). Detailliertere Ansätze zur Modellierung von Expansionsventilen geben z.B. auch (z.B. Liang et al. 2009). Die in Tabelle 3.3 dargestellten Steuergrößen bleiben während eines Trocknungsprozesses jeweils konstant. Für jede Verdichterdrehzahl werden vier verschiedene Schieberpositionen im Expansionsventil untersucht. Die bereits beschriebene Regelung zur Begrenzung des Saugdrucks bleibt bei allen Messungen beibehalten.

In Abbildung 3.5 sind die mit dem Trockner erzielten Leistungsdaten, d.h. die durchschnittliche Trocknungseffizienz und -geschwindigkeit für jede Versuchskonfiguration dargestellt. Wie bereits erwähnt, lassen sich die durchschnittliche Trocknungseffizienz und -geschwindigkeit für jeden Versuch messtechnisch sehr genau ermitteln. Die Fehlerbalken in Abbildung 3.5 stellen deshalb nicht die Messunsicherheit eines Versuchs, sondern die Standardabweichung der Leistungsdaten mehrerer Versuche mit gleichen Randbedingungen dar. Da sich die einzelnen Wäschestücke in der Trommel stets unterschiedlich anordnen und nie ideal gleichmäßig trocknen, verläuft kein Versuch identisch und die Leistungsdaten unterliegen einer gewissen Stochastik. Dies wird auch durch den unruhigen Verlauf der Trocknungsgeschwindigkeit in Abbildung 3.4 verdeutlicht. Es werden deshalb für jede Konfiguration mindestens drei Versuche durchgeführt und die mittleren Leistungsdaten abgebildet.

**ABBILDUNG 3.5:** Gemessene Energieeffizienz COP^*_{Tr} und Trocknungsgeschwindigkeit MER^* des untersuchten Wärmepumpentrockners bei verschiedenen Verdichterdrehzahlen und Schieberpositionen des EXV

In Abbildung 3.5 ist die Systemcharakteristik der untersuchten Versuchsanlage zu erkennen (vgl. Abschnitt 2.3). Es wird deutlich, dass mit zunehmender Verdichterdrehzahl eine höhere Trocknungsgeschwindigkeit erreicht werden kann. Eine Verringerung des EXV-Querschnitts bei unveränderter Verdichterdrehzahl führt dabei stets zu einer Erhöhung der Trocknungsgeschwindigkeit MER^* (vgl. Abbildung 3.5 und Tabelle 3.3). Außerdem führt bei gegebener Verdichterdrehzahl eine bestimmte Ventilstellung zu einem bestmöglichen Betriebsverhalten, sodass die entsprechenden Leistungsdaten im Pareto-Optimum bzw. auf der Pareto-Front liegen. Die Systemcharakteristik für die Versuchsanlage gilt insbesondere für die in Abbildung 2.1 dargestellte Systemkonfiguration und folgenden softwareseitigen Restriktionen:

- zeitlich konstante Verdichterdrehzahl
- zeitlich konstanter EXV-Querschnitt
- festgelegte Regelstrategie für den Betrieb des Kühlluftgebläses (siehe Abschnitt 3.1)

Im weiteren Verlauf dieser Arbeit werden Ansätze untersucht, um den untersuchten Wäschetrockner zu optimieren, d.h. die Pareto-Front hin zu günstigeren Leistungsdaten zu verschieben. Dabei stehen sowohl Hardware (Abschnitt 7.1) als auch Software (Abschnitt 7.2) der Anlage im Fokus.

Modellerstellung

Zur simulativen Abbildung der physikalischen Prozesse im Wärmepumpentrockner werden Modelle auf Basis der Modellbibliothek TIL (Tegethoff 1999; Richter 2008; Schulze 2013) erstellt. Hierbei enthalten sind bereits verschiedenste Modelle für die Simulation thermischer Systeme wie Wärmepumpen-, Kälte- und Klimaanlage im stationären und transienten Betrieb. Die einzelnen Komponentenmodelle sind mittels der objektorientierten und gleichungsbasierten Modellierungssprache Modelica formuliert. Zur Berechnung der thermophysikalischen Eigenschaften verschiedener Medien (CO_2 , feuchte Luft etc.) wird die dazugehörige Stoffdatenbibliothek TILMedia verwendet. Sowohl TIL als auch TILMedia gehören zum Softwarepaket TIL Suite, welches von der TLK Thermo GmbH und dem Institut für Thermodynamik der Technischen Universität Braunschweig entwickelt und gepflegt wird (z.B. Gräber et al. 2009). Als Simulationsumgebung kommt in dieser Arbeit Dymola von Dassault Systèmes SE zum Einsatz.

Für die Abbildung des Wärmepumpentrockners als thermisches Gesamtsystem kann auf zahlreiche bereits vorhandene Komponenten (z.B. Wärmeübertrager, Rohrleitungen etc.) der Modellbibliothek TIL zurückgegriffen werden. Eine kurze Erläuterung verschiedener Modell-Ansätze findet sich im Abschnitt 4.4. Spezielle Modelle für den Wäschetrockner werden hingegen im Rahmen der vorliegenden Arbeit neu entwickelt. Dies betrifft insbesondere das Trocknergehäuse als Schnittstelle zwischen Umgebung auf der einen und Prozessluft- und Kältemittelkreislauf auf der anderen Seite. Zusätzlich werden Modelle für den zweistufigen CO_2 -Verdichter und die Wäschetrommel inkl. der feuchten Textilien erstellt. Die getroffenen Annahmen für die genannten Modelle werden nachfolgend erläutert. In entsprechenden grafischen Darstellungen sind die Systemgrenzen, Energie- und Stoffströme dargestellt. Die Linienkodierung ist dabei wie folgt:

Systemgrenze (Sys):	— — — —
Stoffstrom Kältemittel (\dot{m}_{KM}) oder feuchte Luft (\dot{m}_{L}):	————
Wärmestrom (\dot{Q}):
Mechanische oder elektrische Leistung ($P_{\text{el./mech.}}$):	- . - . - . - .
Stoffstrom Wasserdampf (\dot{m}_{Da}):	- . . - . . - . .

Mit einem Pfeil gekennzeichnete Verbindungslinien sehen im Modell ausschließlich die entsprechende Flussrichtung vor, ansonsten ergibt sich diese aus den vorliegenden Randbedingungen.

4.1 Trocknergehäuse

Das Trocknergehäuse (Index: GH) ist das Bindeglied zwischen dem Trocknungsprozess und der Umgebung. Innerhalb des Gehäuses sind in der Regel alle Komponenten angeordnet und es ergibt sich eine Vielzahl an Wechselwirkungen. Beispielsweise steht die rotierende Wäschetrommel im thermi-

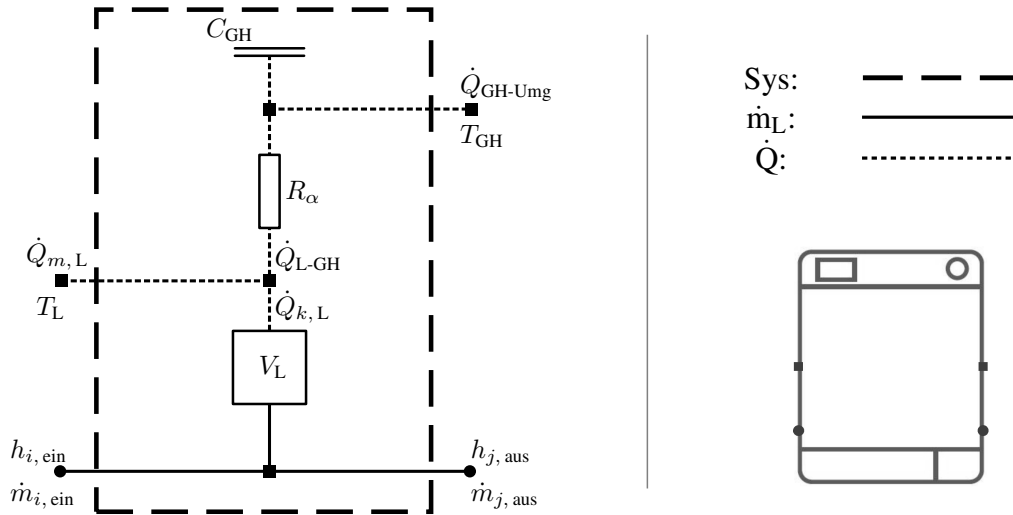


ABBILDUNG 4.1: Struktureller Aufbau des Trocknergehäuse-Modells (links) und Icon-Darstellung mit Anschlüssen/Schnittstellen (rechts)

schen Kontakt mit der Luft im Gehäuse. Ebenso verhält es sich mit dem Verdichter oder den elektrischen Antrieben. Als Folge der Lufterwärmung im Gehäuse erwärmt sich durch konvektive Wärmeübertragung auch sukzessive die Gehäusewand. Neben dem Wärmetransport findet im Gehäuse auch ein Stofftransport statt. Da der Prozessluftkreislauf nicht absolut dicht ausgeführt werden kann, treten sowohl Luft-Leckageströme zwischen der Prozess- und Gehäuseluft einerseits, und der Gehäuse- und Umgebungsluft andererseits auf. Abweichend von der Versuchsanlage wird bei handelsüblichen Geräten außerdem zur Prozesskühlung aktiv Umgebungsluft in das Gehäuse eingebracht. Um alle genannten Phänomene abzubilden, wird ein Gehäusemodell vorgeschlagen, welches aus einer thermischen Punktmasse für das Gehäusematerial C_{GH} und einem Kontrollvolumen V_L für die Gehäuseluft besteht. Diese stehen im thermischen Kontakt über einen Wärmeübergangswiderstand R_α . Für Energie- bzw. Stoffströme über die Systemgrenze sind Schnittstellen vorgesehen. Sie stellen entsprechende Verbindungen mit dem Trocknungsprozess und der Umgebung dar. Die Modellstruktur und zugehörige Icon-Ansicht sind in Abbildung 4.1 dargestellt.

Bilanzgleichungen und Transportbeziehungen

Zunächst wird das Luft-Kontrollvolumen V_L mit konstantem Volumen betrachtet. Derartige Volumina kommen in der verwendeten Modellbibliothek TIL an mehreren Stellen als Basiselemente zum Einsatz. Entsprechende Bilanzgleichungen sind ausführlich z.B. auch in Gräber (2014), Schulze et al. (2012) und Schulze (2013) dargestellt. Demnach lässt sich die Energiebilanz ausgehend von der allgemeinen Form (vgl. Weigand et al. 2013, S. 21) und unter Berücksichtigung von $U = H - pV$ und $H = mh$ für das Luftvolumen im Trocknergehäuse wie folgt formulieren:

$$m_L \cdot \frac{dh_L}{dt} = \sum_i \dot{m}_{i, \text{ein}} (h_{i, \text{ein}} - h_L) + \sum_j \dot{m}_{j, \text{aus}} (h_{j, \text{aus}} - h_L) + \sum_k \dot{Q}_{k, L} + V_L \cdot \frac{dp}{dt} \quad (4.1)$$

Hierbei wird potenzielle und kinetische Energie vernachlässigt. Massen- und Wärmeströme in das Volumen werden positiv, ansonsten negativ berücksichtigt. Der Luftdruck im Trocknergehäuse ist an

die Umgebung gekoppelt und wird als zeitlich konstanter Parameter angenommen. Aus diesem Grund kann der letzte Term in Gl. (4.1) ignoriert werden. Die Summe der Wärmeströme $\dot{Q}_{k,L}$ ergibt sich aus dem konvektiven Wärmestrom zwischen Luft und Gehäuse \dot{Q}_{L-GH} und den zusätzlichen Wärmeströmen $\sum_m \dot{Q}_{m,L}$ an die Luft (z.B. von einem elektrischen Antrieb) je nach Prozessanbindung.

$$\sum_k \dot{Q}_{k,L} = \sum_m \dot{Q}_{m,L} - \underbrace{\frac{T_L - T_{GH}}{R_\alpha}}_{\dot{Q}_{L-GH}} \quad (4.2)$$

Die Luftströmungsverhältnisse im Trocknergehäuse ändern sich nicht wesentlich, da die Rotationsgeschwindigkeit der Trommel beim untersuchten Trockner in beide Drehrichtungen gleich ist. Deshalb wird ein konstanter Wärmewiderstand R_α angenommen. Für Wärmeströme über die Systemgrenze des gesamten Trocknergehäuses hinweg ($\dot{Q}_{m,L}$, \dot{Q}_{GH-Umg}), werden Gesetzmäßigkeiten für den Wärmetransport außerhalb des Modells definiert. An den dafür vorgesehenen Schnittstellen wird lediglich die Luft- (T_L) bzw. Gehäusewandtemperatur (T_{GH}) berechnet. Die Energiebilanz für die thermische Masse C_{GH} des Gehäusematerials (Stahl) lautet:

$$\frac{dU_{GH}}{dt} = C_{GH} \cdot \frac{dT_{GH}}{dt} = \dot{Q}_{L-GH} - \dot{Q}_{GH-Umg} \quad (4.3)$$

$$C_{GH} = m_{\text{Stahl}} \cdot c_{\text{Stahl}} \quad (4.4)$$

Die Masse des Gehäusematerials gilt als konstant. Für das Luftvolumen hingegen wird die Änderung der Masse dynamisch berechnet. Die Massenbilanz kann wie folgt formuliert werden:

$$\frac{dm_L}{dt} = \sum_i \dot{m}_{i,\text{ein}} + \sum_j \dot{m}_{j,\text{aus}} \quad (4.5)$$

Die Gesamtmassenbilanz nach Gl. (4.5) ist analog für sämtliche Einzelkomponenten gültig, welche hier nicht zusätzlich aufgeführt werden. Feuchte Luft wird hier als binäres Gemisch aus trockener Luft und Wasserdampf behandelt. Die dynamische Änderung der Luftmasse innerhalb eines vorgegebenen Luftvolumens lässt sich wie folgt ausdrücken:

$$\frac{dm_L}{dt} = \frac{d\rho_L}{dt} \cdot V_L \quad (4.6)$$

Die Länge des Kontrollvolumens und die Querschnittsfläche sind konstant. Die Dichte kann als Funktion von Druck p , spezifischer Enthalpie h und der Zusammensetzung xi ausgedrückt werden, sodass für die Massenbilanz durch Bildung des totalen Differentials gilt (siehe z.B. auch Casella und Leva (2006) und Schulze et al. (2012)):

$$\left[\left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_{h,xi} \frac{dp}{dt} + \left(\frac{\partial \rho}{\partial h} \right)_{p,xi} \frac{dh}{dt} + \left(\frac{\partial \rho}{\partial xi} \right)_{p,h} \frac{dxi}{dt} \right] \cdot V_L = \sum_i \dot{m}_{i,\text{ein}} + \sum_j \dot{m}_{j,\text{aus}} \quad (4.7)$$

4.2 Wäschetrommel

Die Wäschetrommel inkl. der zu trocknenden Textilien stellt ein zentrales Teilmodell für den Wäschetrockner dar. Durch das in Abschnitt 2.1 dargestellte Trocknungsverhalten der Wäsche wird der Prozessverlauf wesentlich beeinflusst. Zur Abbildung des transienten Trocknungsprozesses wird hier wiederum ein Kontrollvolumen V_L für die feuchte Luft in der Trommel angenommen. Eine Punktmasse stellt die thermische Kapazität C_T der trockenen Textilien, des darin enthaltenen Wassers und des Materials für den Trommelkörper dar. Diese Einheit wird nachfolgend als Textilien bezeichnet (Index: T), die gesamte Wäschetrommel (inkl. Luftvolumen) erhält den Index WT. Zwischen Luft und Textilien findet gleichzeitig ein Wärme- und Stofftransport statt. Der Trommelkörper steht außerdem im thermischen Kontakt mit seiner Umgebung (z.B. der Luft im Trockner-Gehäuse). Für den ein- und austretenden Luftstrom stehen ebenso entsprechende Schnittstellen zur Verfügung. Abbildung 4.2 zeigt die Modellstruktur und die zugehörige Icon-Ansicht für das Trommel-Modell.

Bilanzgleichungen und Transportbeziehungen

Die Energiebilanz für das Luft-Kontrollvolumen kann analog zu Gl. (4.1) aufgestellt werden. Allerdings wird zusätzlich der Stoffstrom des reinen Wasserdampfes berücksichtigt.

$$m_L \cdot \frac{dh_L}{dt} = \dot{m}_{\text{ein}} (h_{\text{ein}} - h_L) + \dot{m}_{\text{aus}} (h_{\text{aus}} - h_L) + \dot{m}_{\text{Da}} (h_{\text{Da}} - h_L) - \dot{Q}_{L-T} + V_L \cdot \frac{dp}{dt} \quad (4.8)$$

Das in den Textilien enthaltene Wasser verdunstet, d.h. es verdampft bei einer Temperatur kleiner 100°C bedingt durch das Wasserdampfpartialdruckgefälle zwischen Wäscheoberfläche und einströmender Luft. Die dafür notwendige Energie wird durch den Wärmestrom \dot{Q}_{L-T} bereitgestellt, welcher von der Luft zur Wäsche strömt. Die Intensität des Verdunstungsprozesses bestimmt dabei maßgeblich die Temperatur der Textilien. Für die Energiebilanz der Textilien gilt:

$$\frac{dU_T}{dt} = C_T(t) \cdot \frac{dT_T}{dt} + \frac{dC_T}{dt} = \dot{Q}_{L-T} - \dot{Q}_{WT-GH} + \dot{m}_{\text{Da}} \cdot r(T_T) \quad (4.9)$$

$$C_T = \underbrace{m \cdot c}_{\text{tr. Wäsche}} + \underbrace{m \cdot c}_{\text{Trommelkörper}} + \underbrace{m(t) \cdot c}_{\text{H}_2\text{O}} \quad (4.10)$$

Hierbei stellt r die temperaturabhängige Verdampfungsenthalpie von Wasser dar. Die thermische Kapazität setzt sich aus den einzelnen Beiträgen der trockenen Wäsche (z.B. Baumwolle), des Materials für den Trommelkörper (Stahl) und des in der Wäsche enthaltenen Wassers zusammen, wobei sich die Wassermasse mit der Zeit verringert.

Die Massenbilanz für das Luftvolumen kann durch die Gleichungen (4.5) und (4.7) abgebildet werden. Für das Luftvolumen, die Textilien und schließlich die gesamte Wäschetrommel gelten nachfolgende Massenbilanzen:

$$\text{Luftvolumen: } \frac{dm_L}{dt} = \dot{m}_{\text{ein}} - \dot{m}_{\text{aus}} + \dot{m}_{\text{Da}} \quad (4.11)$$

$$\text{Textilien: } \frac{dm_T}{dt} = -\dot{m}_{\text{Da}} \quad (4.12)$$

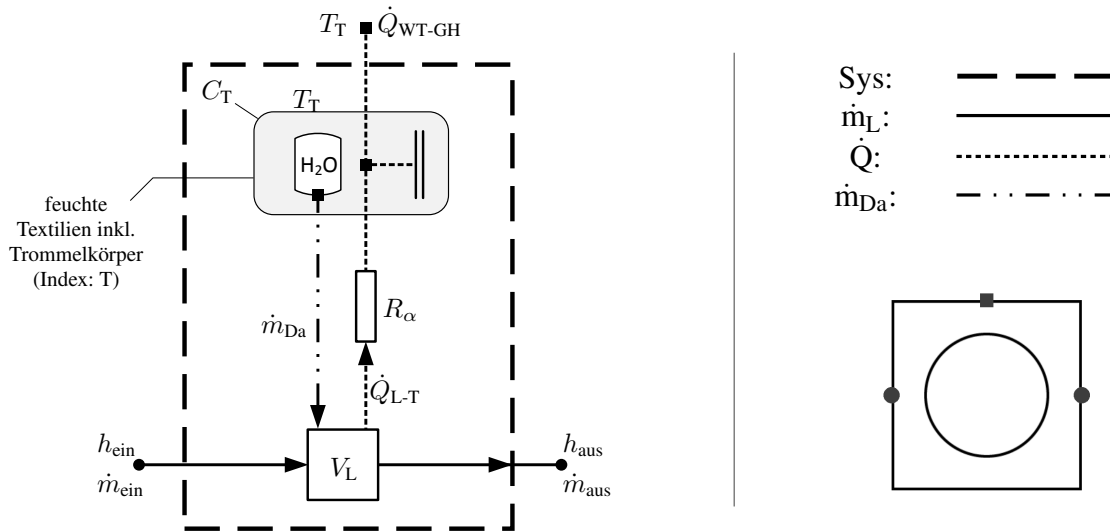


ABBILDUNG 4.2: Struktureller Aufbau des Trommel-Modells (links) und Icon-Darstellung mit Anschlüssen/ Schnittstellen (rechts)

$$\text{Wäschetrommel: } \frac{dm_{WT}}{dt} = \dot{m}_{ein} - \dot{m}_{aus} \quad (4.13)$$

Der Wärmetransport zwischen Luft und Wäsche wird mittels konstantem Wärmewiderstand R_α berechnet. Die Luftströmung in der Trommel ändert sich während des Trocknungsprozesses nicht wesentlich und wird in dieser Arbeit auch nicht zusätzlich variiert. Folglich erscheint ein konstanter konvektiver Wärmewiderstand als ausreichend genau.

$$\dot{Q}_{L-T} = \frac{T_L - T_T}{R_\alpha} \quad (4.14)$$

$$R_\alpha = (\alpha A)^{-1} \quad (4.15)$$

Hierbei ist eine effektive Wäscheffläche A zu wählen und der Wärmeübergangskoeffizient α über bekannte Nußelt-Beziehungen abzuschätzen. Der gleichzeitig zum Wärmetransport stattfindende Stofftransport kann nach dem *Lewis-Gesetz* (z.B. Baehr und Stephan 2016) berechnet werden. Für den mittleren Stoffübergangskoeffizienten β gilt dabei:

$$\beta = \frac{\alpha}{c_{pL} \cdot \rho_L} Le^{m-1} \quad (4.16)$$

Wobei m in etwa $1/3$ beträgt. Für die Lewis-Zahl Le wird hier in grober Näherung (für ideale Gase) der Wert 1 angenommen. Der Massenstrom des verdunstenden Wassers ergibt sich vereinfacht zu:

$$\dot{m}_{Da} = A \frac{p_L}{R_L T_L} \beta (x_{L*} - x_L) \quad (4.17)$$

Geht man von einem idealen Gas aus, und dass $p_L \gg p_{i,W}$ ist, erhält man für den Massenstrom des

Wasserdampfs in guter Näherung:

$$\dot{m}_{\text{Da}} = A \frac{\rho_{\text{L}}}{p_{\text{L}}} \beta \left(act \cdot p_{i,\text{W}}^* - p_{i,\text{W}} \right) \cdot 0,622 \quad (4.18)$$

Hierbei stellt $p_{i,\text{W}}$ den Wasserdampfpartialdruck der Luft dar, mit * wird die gesättigte Luft in unmittelbarer Nähe der Wäscheoberfläche gekennzeichnet. ρ_{L} und p_{L} sind die Dichte bzw. der Luftdruck im Luftvolumen. Die empirische Kenngröße act (Aktivitätskoeffizient) wird in Anlehnung an (Lambert et al. 1991) verwendet, um das typische Trocknungsverhalten der Wäsche vereinfacht abzubilden. Der Koeffizient ist ein Maß dafür, wie tief der Trocknungsspiegel in die Fasern der Wäsche zurückgewichen ist und berechnet sich mittels dreier empirischer Parameter (a_1, a_2, a_3) in Abhängigkeit der absoluten Wäscherestfeuchte Rf .

$$act = 1 - \frac{a_1 Rf + a_3}{1 + a_3^{a_2 \cdot Rf}} \quad (4.19)$$

Für verschiedene Wäschearten schlägt (Deans 2001) empirische Parametersätze vor. Davon abweichend wird in der hier vorliegenden Arbeit der Parametersatz derart angepasst, dass für die verwendete Wäsche eine bestmögliche Übereinstimmung mit Messdaten erreicht wird (siehe Abschnitt 5.2).

Der Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{WT-GH}}$ wird über die Trommeloberfläche hinweg transportiert und Gesetzmäßigkeiten für dessen Berechnung außerhalb des Modells definiert. An der Schnittstelle liegt die Temperatur der Wäsche T_{T} an. Da sich die Trommel im Trocknergehäuse befindet, kann über diese Schnittstelle die thermische Wechselwirkung z.B. mit der Gehäuseluft realisiert werden.

4.3 Verdichter

Die Modellierung des in dieser Arbeit eingesetzten zweistufigen hermetischen CO₂-Verdichters (siehe Abschnitt 3.1) basiert auf einem verlustbasierten Modell eines einstufigen Verdichters wie es beispielsweise von Schedel et al. (2013), Gräber (2014) und Möhlenkamp (2017) beschrieben wird. Es werden an dieser Stelle deshalb nur die wesentlichen Modellannahmen dargestellt und die zugrunde gelegte Modellstruktur aufgezeigt. Der Aufbau des Modells und eine Icon-Ansicht inkl. Schnittstellen sind in Abbildung 4.3 skizziert. Im Wesentlichen werden die von einem Elektromotor angetriebenen Verdichtungsprozesse des zweistufigen Verdichters unter Berücksichtigung von Verlustmechanismen abgebildet und ein thermisches Netzwerk hinterlegt. Verluste sind dabei folgender Art:

- Elektrischer Verlust
- Mechanische Reibung
- Interne Leckage des Kältemittels
- Wärmeverlust (intern und an die Umgebung)
- Druckabfall in der jeweiligen Saugleitung

Im **Kältemittelstrang** werden zwei Verdichterstufen abgebildet. Die Mitteldruckstufe (MD) wird nach außen geführt, die entsprechenden Anschlüsse allerdings sowohl im Modell als auch im Versuch (vgl. Abschnitt 3.1) direkt verbunden. Die Verdichtung erfolgt im Modell jeweils zwischen zwei Kältemittelvolumina (V_{KM} in Abbildung 4.3). Ähnlich zu den bereits dargestellten Luft-Kontrollvolumina gilt für ein Kältemittelvolumen folgende dynamische Massen- und Energiebilanz:

$$\text{Massenbilanz: } \frac{dm_{\text{KM}}}{dt} = \left[\left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_h \frac{dp}{dt} + \left(\frac{\partial \rho}{\partial h} \right)_p \frac{dh}{dt} \right] \cdot V_{\text{KM}} = \sum_i \dot{m}_{i,\text{ein}} - \sum_j \dot{m}_{j,\text{aus}} \quad (4.20)$$

$$\begin{aligned} \text{Energiebilanz: } m_{\text{KM}} \cdot \frac{dh_{\text{KM}}}{dt} = \\ \sum_i [\dot{m}_{i,\text{ein}} (h_{i,\text{ein}} - h_{\text{KM}})] - \sum_j [\dot{m}_{j,\text{aus}} (h_{j,\text{aus}} - h_{\text{KM}})] + \sum_k \dot{Q}_k + \frac{dp}{dt} \cdot V_{\text{KM}} \end{aligned} \quad (4.21)$$

Der Verdichtungsprozess zwischen den Kontrollvolumina wird jeweils adiabat und isentrop modelliert. Für die ideale mechanische Leistung folgt:

$$P_{\text{mech,id}} = \dot{m}_{\text{KM}} \cdot (h_{\text{aus}} - h_{\text{ein}}) \quad \text{mit: } h_{\text{aus}} = h(p_{\text{aus}}, s_{\text{ein}}) \quad (4.22)$$

Der Kältemittelmassenstrom ergibt sich gemäß Gl. (3.3) ideal zu:

$$\dot{m}_{\text{ein}} = \dot{m}_{\text{aus}} = V_{\text{Hub}} \cdot n \cdot \rho_{\text{ein}} \quad (4.23)$$

Der jeweilige Massenstrom hinsichtlich Leakage und Druckabfall am Saugstutzen wird mittels Bernoulli-Gleichung berechnet (siehe auch Abschnitt 3.4). Um das als Ventil skizzierte Symbol in Abbildung 4.3 gilt:

$$\dot{m}_{\text{KM}} = \dot{m}_{\text{ein}} = \dot{m}_{\text{aus}} = A_{\text{eff}} \sqrt{2 \rho_{\text{ein}} \underbrace{(p_{\text{ein}} - p_{\text{aus}})}_{\Delta p}} \quad (4.24)$$

Elektrische und mechanische Verluste führen zu Dissipationswärmeströmen \dot{Q}_{d} im Verdichter. Beim Elektromotor wird die als Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{d,M}}$ dissipierte Verlustleistung und die an der Welle zur Verfügung stehende mechanische Nutzleistung P_{mech} vereinfacht anhand eines konstanten Wirkungsgrades η_{M} in Abhängigkeit der zugeführten elektrischen Gesamtleistung P_{el} berechnet.

$$P_{\text{mech}} = P_{\text{el}} \cdot \eta_{\text{M}} \quad \dot{Q}_{\text{d,M}} = P_{\text{el}} \cdot (1 - \eta_{\text{M}}) \quad (4.25)$$

Außerdem wird für den Elektromotor eine stationäre Energiebilanz angenommen in der Form:

$$0 = P_{\text{el}} - P_{\text{mech}} - \dot{Q}_{\text{d,M}} \quad (4.26)$$

Die mechanische Reibleistung bzw. der dadurch dissipierte Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{d,mech}}$ wird im Verdichter je Kolben einzeln berechnet und ergibt sich in Abhängigkeit der Verdichterdrehzahl n und anhand

konstanter Parameter (a , b), vgl. Schedel et al. (2013) und Gräber et al. (2009).

$$\dot{Q}_{d, \text{mech}} = a \cdot n^b \quad (4.27)$$

Dieser wird stets dem jeweiligen Kältemittelvolumen nach der Verdichtung (Druckkammer) zugeordnet. Die Dissipationsenergie des Elektromotors wird dem Kältemittelvolumen nach der ersten Verdichterstufe aufgeschlagen. Der Modellierung des **thermischen Netzwerks** in Inneren des Verdichters liegen Beobachtungen aus Messungen und der grobe geometrische Aufbau zugrunde. Folglich wird davon ausgegangen, dass das Kältemittel unmittelbar nach der ersten Verdichterstufe das größte Volumen im Verdichter einnimmt und dazu verwendet wird, den Motor zu kühlen. Der Motor befindet sich im oberen Teil des Verdichters, die beiden Rollkoblen sind auf einer Welle im unteren, bzw. mittleren Teil angebracht. Wie in Abbildung 4.3 skizziert, berücksichtigt das thermische Modell zwei Kapazitäten (C_1 , C_2). Sie bilden die thermische Masse (Motor, Wand etc.) des Verdichters im unteren (kälteren, C_1) und oberen (wärmeren, C_2) Bereich des Verdichters ab und sind durch einen

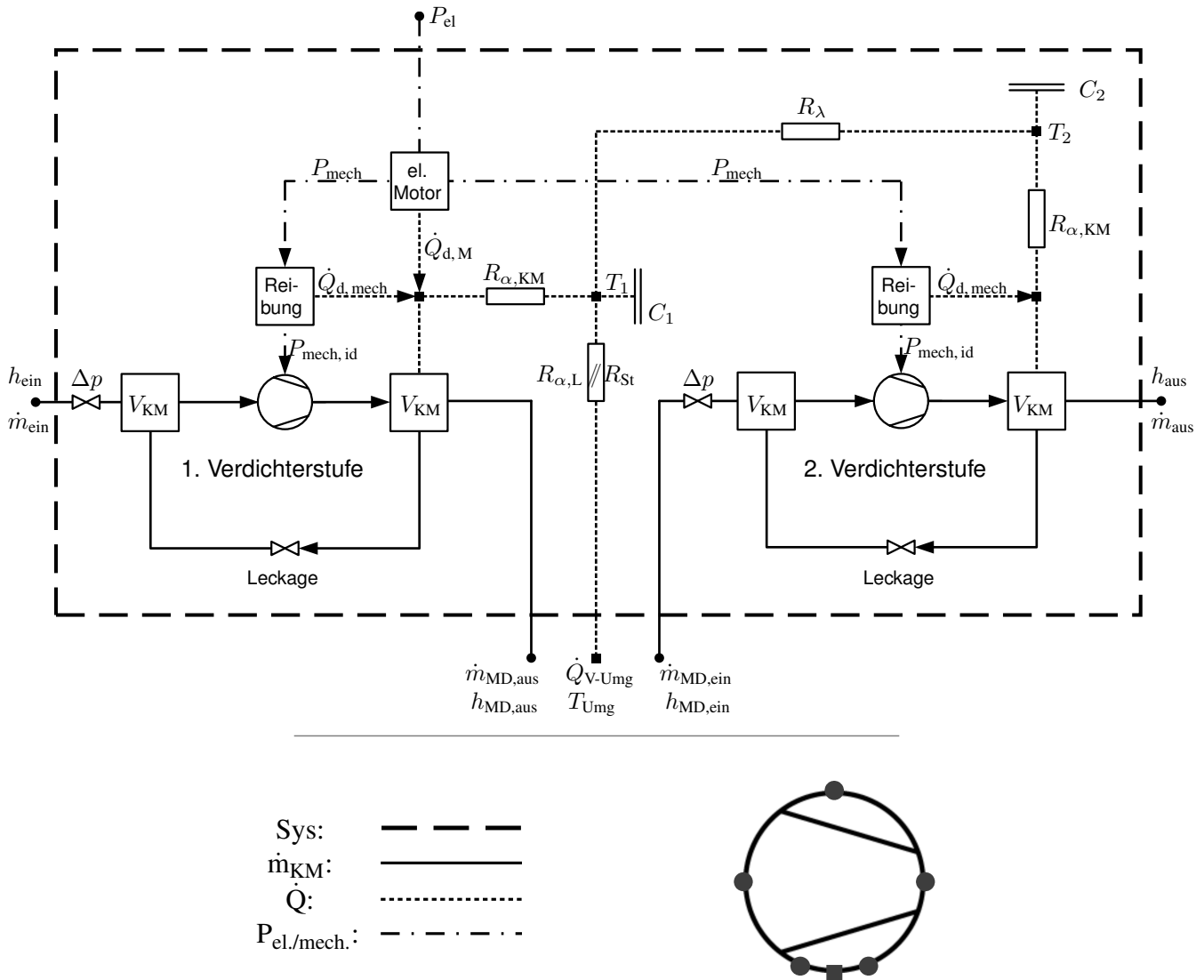


ABBILDUNG 4.3: Struktureller Aufbau und Verdeutlichung der Verlustmechanismen des Verdichter-Modells (oben) und Icon-Darstellung mit Anschlüssen/ Schnittstellen (unten)

Wärmeleitwiderstand R_λ miteinander verbunden. Zudem stehen die beiden Kältemittelvolumina nach den Verdichterstufen durch jeweils einen konvektiven Wärmewiderstand $R_{\alpha, \text{KM}}$ im thermischen Kontakt mit den entsprechenden Kapazitäten. Sowohl die interne Wärmeleitung als auch die Konvektion zwischen Kältemittel und dem als thermische Massen abgebildeten Gehäusematerial werden als konstante Wärmewiderstände berücksichtigt.

$$R_{\alpha, \text{KM}} = (\alpha A)^{-1} \quad R_\lambda = \frac{l}{A \cdot \lambda} \quad (4.28)$$

Hierbei ist λ der Wärmeleitwiderstand des Gehäusematerials und α ein abgeschätzter Wärmeüberganskoeffizient zwischen Kältemittel und Wand. Die notwendigen geometrischen Randbedingungen (A, l) werden ebenso bestmöglich geschätzt. Bezüglich des Wärmestroms an die Umgebung $\dot{Q}_{\text{V-Umg}}$ treten Konvektion und Wärmestrahlung gleichzeitig auf und werden als parallel geschaltete thermische Widerstände ($R_{\alpha, \text{L}} // R_{\text{St}}$) berücksichtigt.

$$\frac{1}{R_{\alpha, \text{L}} // R_{\text{St}}} = \frac{1}{R_{\alpha, \text{L}}} + \frac{1}{R_{\text{St}}} \quad (4.29)$$

mit: $R_{\text{St}} = (A \cdot \alpha_{\text{St}})^{-1}$

Wobei α_{St} einen Wärmeüberganskoeffizienten mit einer Strahlungsaustauschbeziehung für konvexe Körper darstellt. Bei dem konvektiven Wärmewiderstand zwischen Gehäuseoberfläche und Umgebungsluft $R_{\alpha, \text{L}}$ werden hier anstelle eines konstanten Wertes, Nußelt-Beziehungen für freie und erzwungene Konvektion eines umströmten Zylinders verwendet. Als zusätzliche Größe wird deshalb noch die Anströmgeschwindigkeit zur Berechnung des Wärmeübergangs benötigt. Dies ist notwendig, da die Luftanströmungsbedingungen des Verdichters im Trocknergehäuse stark variieren können und das Betriebsverhalten beeinflussen. In Alpögger (2018) wird dies näher erläutert und in Abschnitt 6.2 nochmals darauf eingegangen. An der thermischen Schnittstelle des Modells liegt Umgebungstemperatur an, als treibendes Potenzial wird die Temperaturdifferenz zu T_1 verwendet. Sämtliche Wärmeströme über die dargestellten thermischen Widerstände berechnen sich mit den anliegenden Temperaturen analog zu Gl (4.14) allgemein zu:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} \quad (4.30)$$

Unter Berücksichtigung, dass die Anschlüsse der Mitteldruckstufe miteinander verbunden sind lautet schließlich die Energiebilanz für den gesamten Verdichter gemäß der in Abbildung 4.3 dargestellten Systemgrenze wie folgt:

$$\frac{dU_{\text{V}}}{dt} = \dot{m}_{\text{ein}} \cdot h_{\text{ein}} - \dot{m}_{\text{aus}} \cdot h_{\text{aus}} - \dot{Q}_{\text{V-Umg}} + P_{\text{el}} \quad (4.31)$$

4.4 Weitere Modelle

Die für die Abbildung des Gesamtsystems zusätzlich notwendigen Modelle werden von der Modellbibliothek TIL übernommen und entsprechend parametrisiert. Grundlegende Modellannahmen werden nachfolgend erläutert. Für sämtliche **Wärmeübertrager** wird die Lamellenrohrbündel-Variante mit der Stoffkombination aus feuchter Luft und Kältemittel verwendet. Diese sind mit dem Finite Volumen Ansatz und dem sog. Sandwich-Konzept (vgl. Tegethoff 1999; Richter 2008) umgesetzt. Dabei werden Bausteine aus Volumeneinheiten (Zellen) der Fluide, getrennt durch eine Wandzelle entlang der Raumrichtung als 1D-Modell diskretisiert. Für den Entfeuchtungsprozess besonders wichtig ist hierbei die Zelle für die feuchte Luft, welche im Detail in Bockholt (2009) und Somdalen (2018) erläutert wird. Die verwendeten Wärmeübergangs- und Druckverlustbeziehungen erfolgen durch allgemeingültige Ansätze aus der Fachliteratur. Für den Wärmeübergang auf der Kältemittelseite wird zwischen ein- und zweiphasiger Strömung unterschieden. Einphasig erfolgt die Berechnung der Nußelt-Zahl über den Ansatz von Gnielinski und Dittus-Bölder (vgl. Baehr und Stephan 2016, S. 423 f.), bei zweiphasiger Strömung wird im Falle der Verdampfung eine Korrelation von Steiner (vgl. Baehr und Stephan 2016, S. 597 f.) und im Falle der Kondensation ein Ansatz von Shah (vgl. Baehr und Stephan 2016, S. 527 f.) verwendet. Der Wärmeübergang auf der Luftseite wird durch eine Korrelation von Haaf beschrieben (vgl. Plank 1988, Gl. 12.36). Der Druckverlust auf der Kältemittelseite wird mit der Beziehung von Swamee und Jain (Genic et al. 2011) als explizite Näherung der sog. Colebrook-Gleichung (VDI 2006, Lab 2) berechnet. Auf der Luftseite hingegen wird der Druckverlust außerhalb des Modells anhand einer quadratischen Beziehung berechnet (siehe unten). Im Gesamtsystem werden zwei **Gebläse** verwendet, wofür zwei unterschiedliche Modellansätze zum Einsatz kommen. Ein detailliertes Modell für das Prozessluft- und ein vereinfachtes Modell für das Kühlluftgebläse. Der detaillierte Modellansatz berücksichtigt eine Gebläsekennlinie, die sich aus einer quadratischen und einer linearen Funktion zusammensetzt und die Affinitätsgesetze berücksichtigt (Bommes et al. 2002). Außerdem werden Reibungs- und Stoßverluste berechnet um den Wirkungsgrad festzulegen. Eine detailliertere Beschreibung gibt Somdalen (2018). Das vereinfachte Modell definiert hingegen einen Volumenstrom \dot{V} und legt einen konstanten Wirkungsgrad η zugrunde in der Form:

$$\eta = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{P_{el}} \quad (4.32)$$

Rohrleitungen werden im Kältemittel-, aber auch im Prozessluftkreislauf eingesetzt insbesondere um die thermischen Massen des Systems zu erfassen. Ähnlich wie bei den Wärmeübertragern wird bei den Rohrleitungsmodellen im Sandwich-Konzept Wand- und Fluidzelle diskretisiert. Fluidzellen werden jeweils mit einer dynamischen Massen- und Energiebilanz berücksichtigt (vgl. Tegethoff 1999). **Druckverluste** für das Medium Luft werden vereinfacht durch quadratische Druckverlustmodelle unter Berücksichtigung der Gasdichte abgebildet. Der Strömungswiderstand ergibt sich durch

die Festlegung von Nominalwerten (Index: n).

$$\Delta p = \Delta p_n \frac{\rho}{\rho_n} \left(\frac{\dot{V}}{\dot{V}_n} \right)^2 \quad (4.33)$$

Für das **Expansionsventil** im Kältemittelkreislauf wird der Ansatz nach Bernoulli verwendet, wie er bereits im Verdichter-Modell (Gl. 4.24) vorgestellt wurde. Das Modell für die **Elektromotoren** basiert auf dem effizienzbasierten Ansatz nach Gl. (4.25) und wird lediglich um eine thermische Kapazität erweitert.

4.5 Trocknersysteme

Wie im Abschnitt 1.3 erläutert, werden in der vorliegenden Arbeit zwei Systemmodelle für das Trocknersystem mit unterschiedlichen Einsatzziele entwickelt und verwendet. Ein detailliertes, dynamisches Systemmodell dient vor allem der Analyse und Optimierung eines real vorhandenen Trockners, dessen Komponenten bereits festgelegt und möglichst schon eingehend untersucht wurden. Ein strukturell leicht vereinfachtes und auf wesentliche dynamische Effekte reduziertes Systemmodell eignet sich hingegen für die Systemoptimierung in einer frühen Phase der Entwicklung, ohne detaillierte Kenntnis über alle eingesetzten Komponenten zu haben. Nachfolgend werden beide Systemmodelle vorgestellt.

4.5.1 Detailliertes physikalisches Systemmodell

Durch das Zusammenfügen der oben beschriebenen Modelle wird eine detaillierte physikalische Beschreibung des Gesamtsystems ermöglicht. Mittels angepasster Parametrierung und evtl. geringfügiger struktureller Anpassung, lassen sich sogar verschiedene Wäschetrocknersysteme abbilden (vgl. Alpögger 2018). Abbildung 4.4 repräsentiert ein leicht vereinfachtes Objektdiagramm für den untersuchten Wärmepumpentrockner gemäß der Anlagenkonfiguration in Abbildung 2.1. Hierbei werden Luft (orange)- und Kältemittelkreislauf (grün) dargestellt. Zusätzlich ist das Gehäusemodell (4.1) in das System eingebunden, wodurch Wechselwirkungen wie Wärmeströme (rot) und Luftleckageströme zwischen dem Trocknungsprozess und der Umgebung berücksichtigt werden. Beispiele dafür sind der thermische Kontakt zwischen Trommeloberfläche und Gehäuseluft, oder der Wärmeverlust über die Gehäuseoberfläche an die Umgebung. Im **Prozessluftkreislauf** werden Druckverluste von Wäschetrommel und Filter, sowie den beiden Wärmeübertragern jeweils zu einem Ersatzdruckverlust zusammengefasst, wodurch insgesamt drei Druckniveaus resultieren (siehe auch Abbildung 5.5). Zwischen den Druckverlusten wird dem Prozessluftkreislauf Umgebungsdruck aufgeprägt, selbiges gilt für den Luftdruck im Gehäuse. Durch berücksichtigte Leckagen nimmt der Prozessluftkreislauf aufgrund von Druckunterschieden jeweils an zwei Stellen Luft aus dem Gehäuse auf bzw. gibt Luft an selbiges ab (in Abbildung 4.4 durch Pfeile gekennzeichnet). Dadurch kann der durch Luftleckage bedingte Energie- und Feuchteverlust zuverlässig abgeschätzt werden. Neben einem geringen Energieverbrauch wird für den Trockner in der Regel auch ein geringer Feuchteverlust angestrebt, um

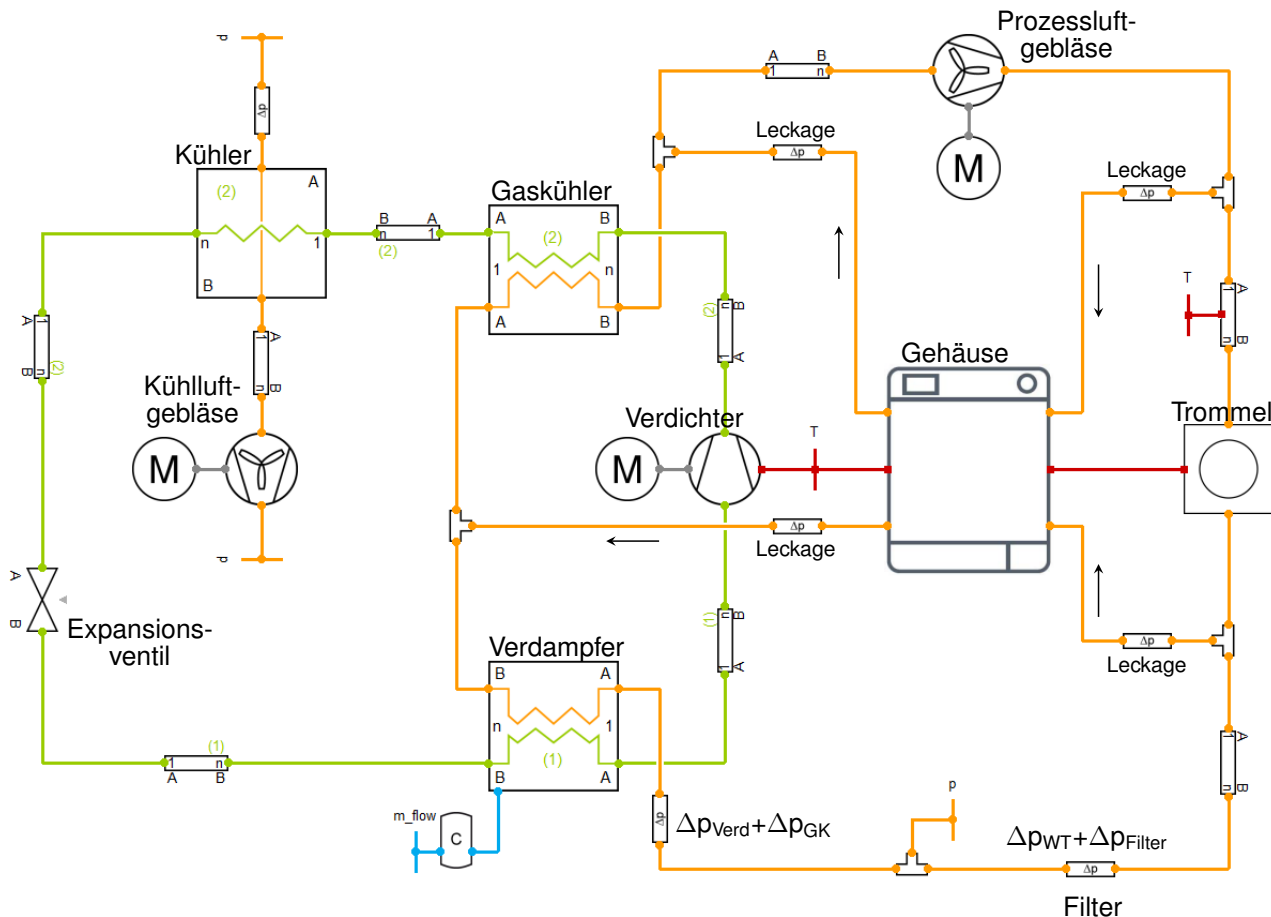


ABBILDUNG 4.4: Objektdiagramm des detaillierten Wärmepumpentrockner-Modells (leicht vereinfachte Darstellung)

den Aufstellraum nicht zu stark mit Feuchtigkeit zu belasten. Sowohl Massen- als auch Volumenstrom nehmen im Prozessluftkreislauf im Verlauf der Trocknung ab. Grund dafür ist die durch Erwärmung und Befeuchtung abnehmende Dichte der Prozessluft um ca. 10-15% und die Zunahme des Druckverlusts über Wäschetrommel und Filter. Letzterer wird durch die Vergrößerung des Volumens der trocknenden Wäsche und dem Zusetzen der Flusenfilter verursacht. Der entsprechende Ersatzdruckverlust wird dementsprechend auch als variabel modelliert (siehe Abschnitt 5.4). Im **Kältemittelkreislauf** gibt der Verdichter einen Wärmestrom an die Umgebung ab, da dieser bei der Versuchsanlage außerhalb des Gehäuses betrieben wird. Weitere Wärmeverluste im Kältemittelkreislauf werden vernachlässigt. Für die aktive Wärmeabgabe über den Kühler wird Luft aus der Umgebung angesaugt, erwärmt und wieder an selbige abgegeben. Umgebungsrandbedingungen werden dem Modell entsprechend der Vorgabe für experimentelle Untersuchungen (23 °C, 55% Luftfeuchte) und ein Umgebungsdruck von 1,013 bar aufgeprägt. Neben den Komponenten (Hardware) und deren Wechselwirkungen ist in dem detaillierten Simulationsmodell auch die Steuerung und Regelung (Software) hinterlegt. Diese wird im Modell zunächst gemäß den Einstellungen bei der Versuchsanlage (vgl. Kapitel 3) übernommen. D.h. über das Kühlluftgebläse wird der Kühlluftstrom geregelt und somit der Druck am Verdichtereintritt begrenzt. Die Verdichterdrehzahl wird über die Motordrehzahl eingestellt. Für das Prozessluftgebläse wird der entsprechende Antrieb mit einer konstanten Drehzahl simuliert.

Das Objektdiagramm (Abbildung 4.4) beschreibt das Simulationsmodell grafisch und repräsentiert ein nicht lineares Algebro-Differentialgleichungssystem (Differential Algebraic Equation DAE). Nach analytischer Umformung lässt sich dieses durch ca. 350 differentielle und 16 algebraische Zustandsvariablen charakterisieren. Mittels geeigneter numerischer Integrations- und Lösungsverfahren wird das Gleichungssystem schließlich ausgewertet. Die Simulationszeit für einen Trockenzyklus lässt sich auf den Bereich zwischen 180 und 300 Sekunden (i5 Prozessor) eingrenzen. Als Abbruchbedingung für die Simulation dient dabei das Erreichen der gewünschten Endrestfeuchte der Wäsche ($R_{f_{\text{end}}} = 0\%$). Die beschriebenen Modellierungsansätze sind so gewählt, dass eine ausreichend gute Abbildung des realen Systems mit den relevanten Wechselwirkungen gewährleistet wird, gleichzeitig aber Trocknungszyklen verhältnismäßig zügig simuliert werden können. Letzteres ist Voraussetzung, um Optimierungsrechnungen, wie sie in Abschnitt 7.2 erläutert werden, in einem vertretbaren Zeitaufwand durchzuführen. Um das detaillierte Modell bestmöglich auf die vorgestellte Versuchsanlage anzupassen, d.h. zu parametrieren, ist eine detaillierte Kenntnis über die verwendeten Komponenten erforderlich. Die diesbezüglich gewählte Vorgehensweise wird in Kapitel 5 näher erläutert.

4.5.2 Strukturell reduziertes Systemmodell

Eine detaillierte Kenntnis über die im Wärmepumpentrockner eingesetzten Komponenten ist insbesondere in einer frühen Phase der Entwicklung üblicherweise nicht vorhanden. Sie ist jedoch Voraussetzung, um das oben beschriebene detaillierte Systemmodell mit dem notwendigen umfangreichen Parametersatz auszustatten und schließlich belastbare Ergebnisse zu erzielen. In einer frühen Entwicklungsphase kann es deshalb vorteilhaft sein, das System auf Basis eines vereinfachten dynamischen Modells zu untersuchen und bereits zu optimieren. Dieses Modell fasst Verlustmechanismen zusammen, wodurch die Anzahl der notwendigen Parameter zur Festlegung des Systemverhaltens deutlich reduziert wird. Eine vereinfachte Struktur des Modells erlaubt besonders zügige Simulationen von Trockenzyklen. Somit sind auch Optimierungsrechnungen bezüglich einer optimalen Betriebsstrategie (siehe Kapitel 7) mit geringem Zeitaufwand realisierbar und es lässt sich z.B. der optimale Prozessverlauf einer Trocknung mit dem geplanten System abschätzen. Darüber hinaus können Auswirkungen von Prozessrandbedingungen und Kenngrößen auf geeignete Betriebsweisen und die erreichbaren Leistungswerte – Energieeffizienz und Trocknungsgeschwindigkeit – verdeutlicht werden. Das strukturell reduzierte Systemmodell ist in Abbildung 4.5 skizziert und besteht im Wesentlichen aus der Wäschetrommel (vgl. Abschnitt 4.2) und dem Prozessluftkreislauf zur Abbildung des dynamischen Trocknungsprozesses. Für den Wärmepumpenprozess erfolgt eine stationäre Berechnung der Effizienz auf Basis des Carnot-Prozesses. Nachfolgend werden die wesentlichen Modellannahmen erläutert.

Es wird das in Abschnitt 4.2 beschriebene transiente Modell für die **Wäschetrommel** mit der auf den untersuchten Trockner angepassten Parametrierung (siehe 5.2 und A.2) verwendet. Lediglich anstelle der thermischen Masse des Trommelkörpers in Gl. (4.10) wird die Ersatzgröße C_{ges} eingesetzt, um zusätzliche wirksame thermische Massen des Gesamtsystems zu berücksichtigen. Dem **Luft-**

volumenstrom am Trommeleintritt wird ein konstanter Wert \dot{V}_L aufgeprägt. Auf die physikalische Beschreibung des **Wärmepumpenprozesses** wird verzichtet. Stattdessen erfolgt eine vereinfachte Berechnung der Leistungsaufnahme anhand der im Prozessluftkreislauf auftretenden Temperaturen und Wärmeströme mittels eines exergetischen Wirkungsgrades ϵ_{WP} (auch Gütegrad genannt). Thermophysikalische Eigenschaften eines etwaigen Kältemittels spielen somit für die Prozessberechnung keine Rolle und anstelle von Verdampfer oder Gaskühler/Verflüssiger wird in diesem Zusammenhang von Lufterwärmer (Index: LE) und Luftkühler (Index: LK) gesprochen. Die Leistungsaufnahme P_V des fiktiven Verdichters ergibt sich somit anhand des oberen (Index: o) und unteren (Index: u) Temperaturniveaus im Trocknungsprozess.

$$\text{COP}_{WP} = \text{COP}_{WP, \text{Carnot}} \cdot \epsilon_{WP} = \frac{\dot{Q}_{LE}}{P_V} \quad (4.34)$$

mit: $\text{COP}_{WP, \text{Carnot}} = \frac{T_o}{T_o - T_u} = \frac{T_o}{\Delta T_{LE}}$

D.h. thermodynamische Verluste in den Wärmeübertragern werden durch den exergetischen Wirkungsgrad mit berücksichtigt. Die übertragenen Wärmeströme im Prozessluftkreislauf lassen sich für das Gesamtmodell folglich durch Vorgabe der Temperaturerhöhung im Lufterwärmer, d.h. die maximale Temperaturdifferenz im Luftkreislauf bestimmen.

$$\Delta T_{LE} = T_o - T_u = T_{L, \max} - T_{L, \min} \quad (4.35)$$

Weitere Annahmen sind überdies die Vernachlässigung von Leckagen im Prozessluftkreislauf, sowie folgende Luftparameter:

$$p_L = 1,013 \text{ bar} \quad \varphi_{LK, \text{aus}} = 100 \% \quad x_{LK, \text{aus}} = x_{LE, \text{aus}} \quad (4.36)$$

Abbildung 4.5 zeigt die Struktur des vereinfachten Trocknermodells. Um die Wärmeverluste des gesamten Trockners an die Umgebung \dot{Q}_{WT-Umg} zu approximieren, wird die entsprechende thermische Schnittstelle des Wäschetrommelmodells genutzt (siehe Gl. 4.9). Der Wärmestrom an die Umgebung ist somit ausschließlich an die Wäschetemperatur gekoppelt und hängt zusätzlich von einem konstanten Ersatz-Wärmewiderstand R_{WT-Umg} ab.

$$\dot{Q}_{WT-Umg} = \frac{T_T - T_{Umg}}{R_{WT-Umg}} \quad (4.37)$$

Für die Energiebilanz der Wärmepumpe und schließlich für das Gesamtsystem des vereinfachten Modells gilt:

$$\text{Wärmepumpe:} \quad 0 = \dot{Q}_{LK} + P_V - \dot{Q}_{LE} - \dot{Q}_K \quad (4.38)$$

$$\text{Gesamtsystem:} \quad \frac{dU_{Tr, \text{ges}}}{dt} = P_V - \dot{Q}_{WT-Umg} - \dot{Q}_K \quad (4.39)$$

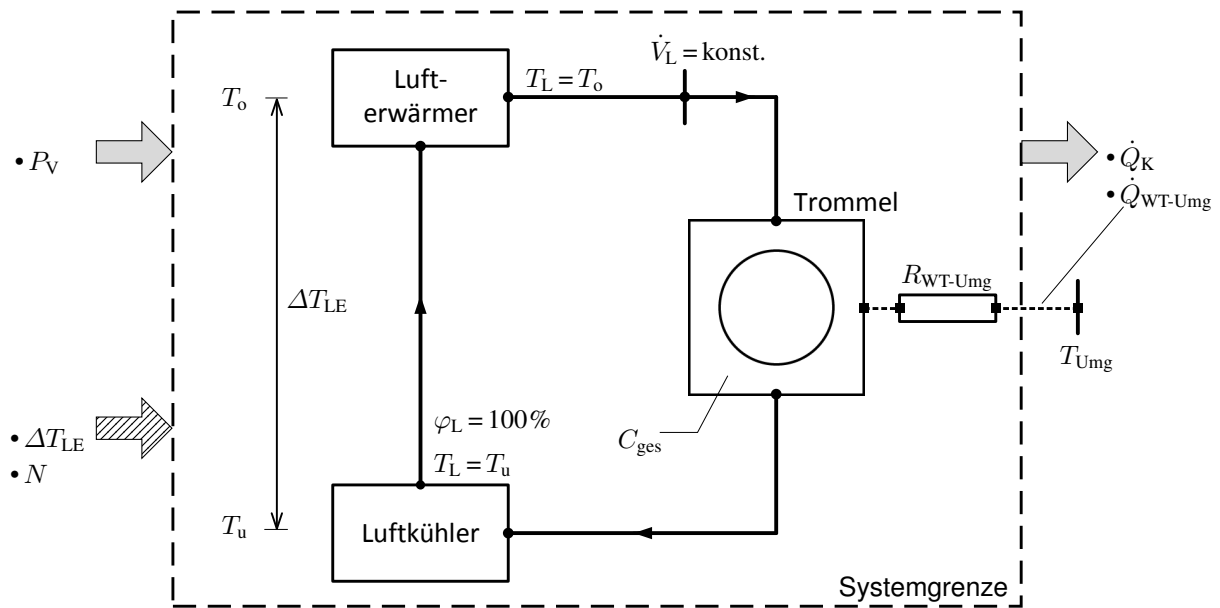


ABBILDUNG 4.5: Struktur des vereinfachten, transienten Trockner-Modells. Graue Pfeile stellen Energieströme über die Systemgrenze, der gemusterte Pfeil stellt die benötigten Eingangsgrößen (Informationsfluss) dar.

Die in das System durch Nebenverbraucher (z.B. Trommelmotor oder Prozessluftgebläse) eingebrachte Energie wird hierbei vernachlässigt. \dot{Q}_K ist der Wärmestrom, welcher über einen fiktiven Kühler an die Umgebung abgegeben wird. Um diesen zu berechnen wird folgender Ansatz gewählt:

$$\dot{Q}_K = \alpha A \left(\frac{T_o + T_u}{2} - T_{Umg} \right) \quad (4.40)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α und die Fläche A werden in der vorliegenden Arbeit anhand einer vereinfachten Nußelt-Beziehung (vgl.(VDI 2006, Gg 2)) und auf Basis der vorhandenen Versuchsanlage abgeschätzt.

$$Nu = 0,201 \cdot Re^{0,63} \cdot Pr^{0,3} \quad \alpha = \frac{Nu \lambda}{L} \quad (4.41)$$

Die zur Ermittlung der Reynoldszahl Re notwendige Luftgeschwindigkeit ergibt sich hier aus dem abgeschätzten Luftvolumenstrom und den geometrischen Verhältnissen von Kühlluftgebläse und Kühler der realen Anlage. Gemäß der Affinitätsgesetze gilt ein linearer Zusammenhang zwischen der dimensionslosen normierten Drehzahl N des Gebläses und dem Luftvolumenstrom über den Kühler (vgl. Messdaten der Versuchsanlage Abbildung A.2, links). Somit kann α in Abhängigkeit der normierten Drehzahl, Stoffeigenschaften der Luft und einer charakteristischen Länge ($L = 0,5\text{m}$) berechnet werden. Für die Wärmeübertragerfläche A gilt $1,6\text{m}^2$. Eine Validierung mit Messdaten deutet auf eine zuverlässige Bestimmung des an die Umgebung abgegebenen Wärmestroms durch Gl. 4.40 hin (siehe Abbildung A.2, rechts). Falls in einer frühen Phase der Entwicklung noch keinerlei geometrische Angaben über den Kühler, oder den zu erwartenden Luftvolumenstrom vorliegen, muss der Wärmeübergangskoeffizient α und die Fläche A in Gl. (4.40) sinnvoll und möglichst in Abhängigkeit der normierten Drehzahl N abgeschätzt werden. Beim realen Trockner hängt der tatsächlich über den Kühler abzuführende Wärmestrom von den eingesetzten Komponenten, dem Betriebspunkt und den thermophysikalischen Eigenschaften des verwendeten Kältemittels ab.

Die elektrische Gesamtleistungsaufnahme $P_{\text{el,ges}}$ wird zur Berechnung des gesamten Energieverbrauchs für das Trocknersystem benutzt. Sie setzt sich beim strukturell reduzierten Systemmodell aus der Verdichterleistung P_V , der konstanten Leistung für die Nebenverbraucher P_{NV} – hier ohne Kühlluftgebläse – und der Leistungsaufnahme des Kühlluftgebläses P_K zusammen. In Anlehnung an den untersuchten Trockner wird letztere auf $P_{K, \text{max}} = 30 \text{ W}$ begrenzt. Gemäß der Affinitätsgesetze nimmt die Leistungsaufnahme zur dritten Potenz mit der Drehzahl zu (vgl. Bommes et al. 2002), und es ergibt sich:

$$P_{\text{el,ges}} = P_V + P_{\text{NV}} + \underbrace{\left(N^3 \cdot P_{K, \text{max}} \right)}_{P_K} \quad (4.42)$$

Zur Prozessberechnung wird das Modell bei Umgebungsbedingungen initialisiert. D.h. zu Beginn der Simulation entspricht der Luftzustand im Prozessluftkreislauf jenem der Umgebung und die Trommel inkl. Wäsche besitzt Umgebungstemperatur. Für die Simulation ist die Vorgabe des zeitlichen Verlaufs der Temperaturerhöhung ΔT_{LE} und der normierten Lüfterdrehzahl N notwendig. Diese Größen lassen sich anschaulich mit der Verdichterdrehzahl und Drehzahl des Kühlluftgebläses im realen Trockner vergleichen. In Abbildung 4.5 wird durch Pfeile an der Systemgrenze der Informationsfluss (gemustert) und die berücksichtigten Energieströme (grau) gekennzeichnet. Durch die vereinfachten Modellannahmen ist das resultierende Gleichungssystem (DAE) durch lediglich ca. 10 differenzielle und zwei algebraische Zustandsvariablen gekennzeichnet. Für die Auswertung eines Trocknungsprozesses ist somit eine Simulationszeit zwischen ca. 5-20 Sekunden (i5 Prozessor) realisierbar. Im Vergleich zum detaillierten Modell ist dabei auch der Aufwand zur Bestimmung geeigneter Modellparameter gering (siehe Abschnitt 5.5). Durch die Berücksichtigung wesentlicher Wechselwirkungen und der Prozessdynamik, kann das Modell verwendet werden, allgemeine Aussagen hinsichtlich der Optimierung für Wärmepumpentrockner gemäß der in dieser Arbeit zugrunde liegenden Systemtopologie (vgl. Abbildung 2.1) zu treffen.

Modellkalibrierung und -validierung

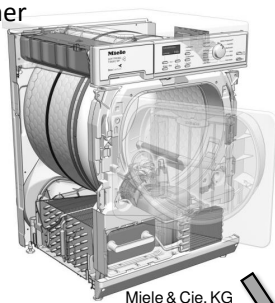
5

Voraussetzung für ein belastbares Simulationsmodell ist in der Regel die Kalibrierung und Validierung anhand von Messdaten. Um dies zu bewerkstelligen, wird in der vorliegenden Arbeit nach Möglichkeit der sog. V-Ansatz verfolgt (z.B. Thacker et al. 2004). Hierbei wird das Gesamtsystem in einzelne Sub-Systeme bzw. Komponenten getrennt. Anschließend wird z.B. auf Komponenten-Ebene eine Modellkalibrierung vorgenommen, wofür geeignete Messdaten notwendig sind. Danach werden die einzelnen Komponenten virtuell zum Gesamtsystem zusammengefügt und das Modell kann dann schließlich auf Systemebene überprüft, d.h. validiert und ggf. noch leicht angepasst werden (siehe Abbildung 5.1). Für das strukturell vereinfachte Systemmodell (Abschnitt 4.5.2) ist eine Modellkalibrierung einzelner Komponenten nicht vorgesehen. Notwendige Modellparameter werden hierbei aus Erfahrungswerten und auf Basis vorhandener Systeme abgeschätzt bzw. angepasst (siehe Abschnitt 5.5).

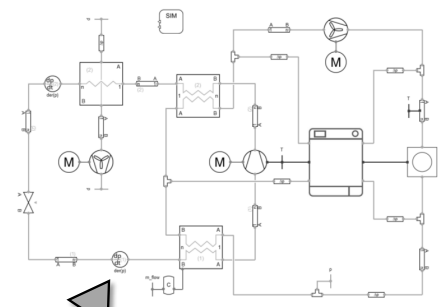
Um mit einem Modell das Verhalten einer bestimmten Komponente oder eines Systems abzubilden, ist neben der fundierten Beschreibung physikalischer Phänomene oft zusätzlich die Anpassung von Parametern notwendig, welche sich idealerweise physikalisch interpretieren lassen. Dabei können mehrere physikalische Phänomene durch einzelne Parameter zusammengefasst werden (z.B. Reibung) wodurch sich dessen Anzahl reduziert. Der resultierende sog. semi-empirische Modellansatz ermöglicht sowohl eine noch moderate Modellkomplexität mit kurzen Simulationszeiten und gleichzeitig eine hohe Übereinstimmung mit der Realität in einem großen Betriebsbereich. Darüber hinaus ist die in der Regel höhere Extrapolationsfähigkeit im Vergleich zu rein datengetriebenen Modellen

System-Ebene

-Trockner



Kalibrierung und
Validierung



Komponenten-Ebene

-Wärmeübertrager
-Verdichter
-Rohrleitungen
- ...

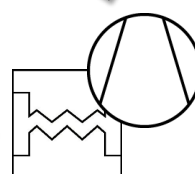
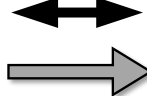


ABBILDUNG 5.1: V-Ansatz zur Überprüfung und Validierung von Komponenten- und Systemmodellen

insbesondere für belastbare Ergebnisse aus Optimierungsrechnungen wichtig. Zu bestimmende physikalisch interpretierbare Parameter gilt es bestmöglich d.h. optimal an Messdaten anzupassen. Um das resultierende Optimierungsproblem zu lösen, werden im Rahmen dieser Arbeit Simulationsmodelle mit Optimierungsalgorithmen gekoppelt. Neben der Modellkalibrierung wird dieses Verfahren in weiterer Folge insbesondere auch für eine modellbasierte Optimierung dynamischer Steuergrößen des Systems hinsichtlich der energetischen Effizienz angewendet. Eine nähere Erläuterung der Vorgehensweise erfolgt deshalb in Abschnitt 7.2. Allgemein werden n Messpunkte der jeweiligen realen Komponente, oder des Systems herangezogen und ein entsprechendes Modell mit den identischen Randbedingungen – stationär oder dynamisch – beaufschlagt. Durch Veränderung bestimmter anzupassender Parameter kann schließlich die Abweichung zwischen Modell- und realem Systemverhalten minimiert werden. Diese Methode (auch Modell Fitting) wurde in der vorliegenden Arbeit insbesondere auf Komponenten- (Prozessluftgebläse, Verdichter und Trommel), aber auch auf Systemebene angewendet. Die Randbedingungen und Ergebnisse der Modellkalibrierung werden nachfolgend näher erläutert. Die Quantifizierung der Abweichung zwischen Messdaten und dem kalibrierten Modell erfolgt für die angepassten Komponenten sowohl anhand des Mittelwerts der n Abweichungen F als auch der Standardabweichung σ .

$$F_i = X_{i,\text{Modell}} - X_{i,\text{Messung}} \quad (5.1)$$

$$\bar{F} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n F_i \quad (5.2)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (F_i - \bar{F})^2} \quad (5.3)$$

\bar{F} gibt Auskunft über die Tendenz der Abweichung, d.h. ob eine Größe im Mittel eher über- oder unterschätzt wird. Die Standardabweichung σ hingegen verdeutlicht die Streuung der Abweichung. Rund 68% der Punkte liegen in dem angegebenen Intervall um den Mittelwert. Dabei wird eine Normalverteilung vorausgesetzt.

5.1 Prozessluftgebläse

Für die mathematische Abbildung des Prozessluftgebläses (PLG) wird das Modell *Fan2ndOrder* der Modellbibliothek TIL verwendet (vgl. Abschnitt 4.4). Zur Kalibrierung werden insgesamt acht Modellparameter angepasst. Dabei dienen fünf Parameter zur Beschreibung der Gebläsekennlinie, drei weitere Kennzahlen charakterisieren auftretende Verluste und somit die Gebläseeffizienz. Messdaten werden vom Hersteller des Trockners bereitgestellt und stammen aus einem Gebläseprüfstand. In Tabelle A.1 sind die entsprechenden Messwerte von insgesamt sieben stationären Betriebspunkten angegeben, die als Grundlage der Modellanpassung dienen. Bei den Messdaten wird nicht die mechanische Wellenleistung des Gebläses, sondern die Leistungsaufnahme des Elektromotors angegeben. Deshalb wird auch bei der Modellkalibrierung Motor und Gebläse als Einheit betrachtet und

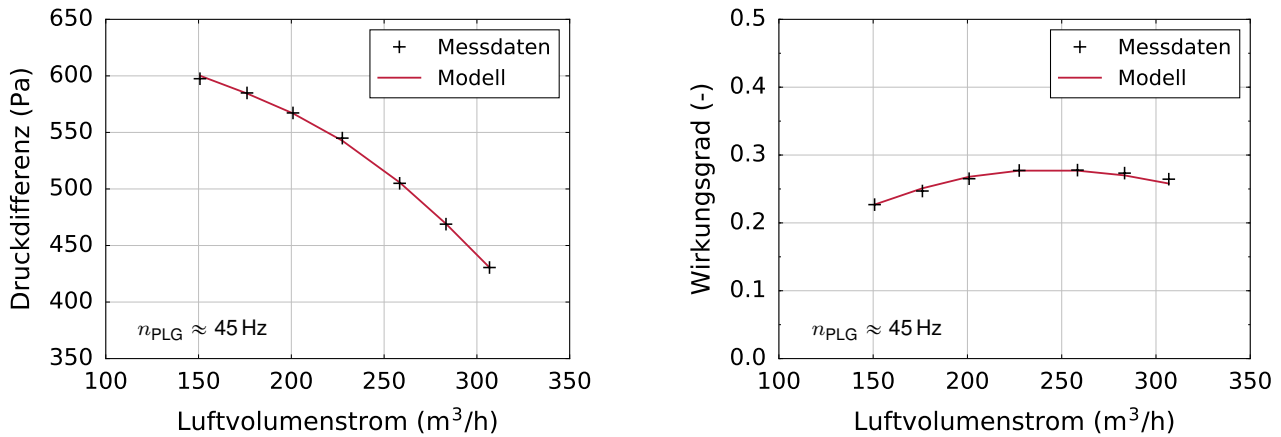


ABBILDUNG 5.2: Modellkalibrierung des Prozessluftgebläses: Vergleich des kalibrierten Modells mit Messdaten. Gebläsekennlinie (links) und entsprechender Gesamtwirkungsgrad η_{PLG} (rechts)

ein Gesamtwirkungsgrad η_{PLG} bestimmt.

$$\eta_{PLG} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{P_{el}} \quad (5.4)$$

Abbildung 5.2 stellt Messdaten dem kalibrierten Modell gegenüber. Dabei ist die Gebläsekennlinie (links) und der Gesamtwirkungsgrad (rechts) in Abhängigkeit des Luftvolumenstroms \dot{V} abgebildet. Aufgrund des verwendeten Asynchronmotors ist die Gebläsedrehzahl geringfügig vom Lastpunkt abhängig (siehe A.1) und liegt in etwa bei 45 Hz. In Tabelle 5.1 sind die ermittelten Modellparameter mit einer kurzen Beschreibung dargestellt. Folgende Abweichungen zu den Messdaten konnten durch die Kalibrierung erreicht werden:

Druckdifferenz (Pa): $\bar{F} = 0,08 \hat{=} 0,01 \%$ $\sigma = 1,38 \hat{=} 0,24 \%$
Wirkungsgrad (-): $\bar{F} = -4,3 \cdot 10^{-4} \hat{=} -0,14 \%$ $\sigma = 3,2 \cdot 10^{-3} \hat{=} 1,2 \%$

TABELLE 5.1: Angepasste Parameter des kalibrierten Modells für das Prozessluftgebläse

Name	Wert	Einheit	Beschreibung
n_nominal	45	Hz	Nominale Drehzahl
dp_nominal	531	Pa	Statische Druckerhöhung bei nominalem Volumenstrom und nominaler Drehzahl
V_flow_nominal	224,2	m³/h	Volumenstrom bei nominaler Druckerhöhung und nominaler Drehzahl
V_flow0	518,8	m³/h	Maximaler Volumenstrom bei nominaler Drehzahl und Druckerhöhung = 0
deltaV_flow	507	m³/h	Parameter zur Bestimmung der Gebläse-Kennliniensteigung bei Nominalbedingungen
eta_maxPhyd	0,31	–	Gebläseeffizienz im Betriebspunkt mit der maximalen hydraulischen Leistung
bladeLossExponent	1,25	–	Parameter um die Schaufelverluste zu charakterisieren (sind bei maximaler hydraulischer Leistung minimal)
impactLossCoefficient	1,07	–	Parameter um die Reibungsverluste zu beschreiben (nehmen mit dem Volumenstrom zu)

5.2 Wäschetrommel

Das Trocknungsverhalten der Wäsche ist im Allgemeinen nicht exakt vorherzusagen. Die Wäschestücke in der Trommel können sich jederzeit so aufwickeln, dass die trockene Prozessluft über einen längeren Zeitraum nicht gleichmäßig an die feuchten Textilien gelangt und somit die Trocknung negativ beeinflusst wird. Dies kann auch durch eine zyklische Richtungsänderung der Trommelrotation, wie sie im untersuchten Trockner realisiert ist, nicht gänzlich verhindert werden. Für das Modell der Wäschetrommel samt Inhalt erfolgt eine Kalibrierung auf Komponentenebene. Dabei wird auf Messdaten der Versuchsanlage (siehe Kapitel 3) zurückgegriffen und die Kalibrierung somit auf Basis eines dynamischen Trocknungsverlaufs durchgeführt. Demzufolge werden im Modell die Eintrittsbedingungen (Temperatur, Luftfeuchtigkeit und Massenstrom) und die für die Trommel relevante Umgebungstemperatur gemäß Messung vorgegeben. Die dynamischen Verläufe von Lufttemperatur und -feuchtigkeit am Trommelaustritt werden an die Messung angepasst. Tabelle 5.2 zeigt die dafür verwendeten vier Parameter. Die erreichte Übereinstimmung lässt sich auf Basis von insgesamt 68 Vergleichspunkten im zeitlichen Abstand von 120 Sekunden für den dynamischen Trocknungsprozess wie folgt ausdrücken:

Lufttemperatur Austritt (K): $\bar{F} = 0,24$ $\sigma = 0,41$

Luftfeuchtigkeit Austritt (%): $\bar{F} = -0,43 \hat{=} -0,45 \%$ $\sigma = 1,62 \hat{=} 1,84 \%$

Abbildung 5.3 zeigt die entsprechende Übereinstimmung grafisch, wobei die rel. Luftfeuchtigkeit (links) und die Prozesslufttemperatur (rechts) über die normierte Trocknungszeit der Messung jeweils am Trommelein- und -austritt dargestellt sind. Der zugrunde gelegte Trocknungsversuch beschreibt eine besonders gleichmäßige Trocknung der Wäsche, weshalb das kalibrierte Modell somit eher günstige Trocknungsverläufe beschreibt. Um die Anwendbarkeit des gefundenen Parametersatzes auch auf die unterschiedlichen in der Versuchsanlage abgebildeten Trocknungsbedingungen zu überprüfen, ist im Anhang (A.4) zusätzlich die Validierung des kalibrierten Trommelmodells anhand mehrerer untersuchter Trocknungszyklen beschrieben.

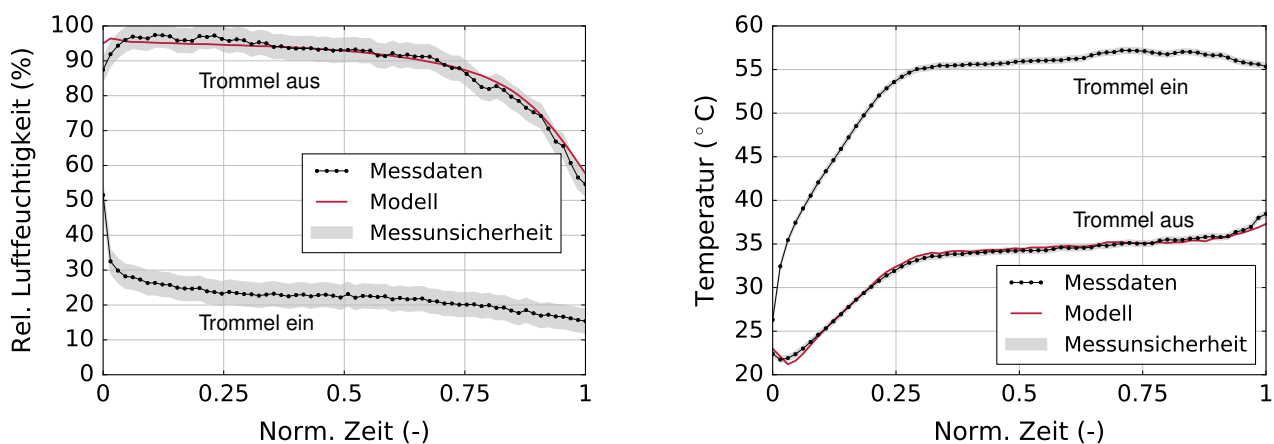


ABBILDUNG 5.3: Modellkalibrierung der Wäschetrommel: Vergleich des kalibrierten Wäschetrommel-Modells mit den Messdaten (inkl. Messunsicherheit) bei identischen Eintrittsbedingungen

TABELLE 5.2: Angepasste Parameter des kalibrierten Wäschetrommel-Modells, vgl. Abschnitt 4.2

Name	Wert	Einheit	Beschreibung
a1	3,21	–	Parameter zur Beschreibung des Trocknungsverhaltens der verwendeten Wäsche, siehe Gl. (4.19)
a2	24,58	–	— —
a3	1,89	–	— —
effectiveTextileArea	17,2	m ²	Effektive Fläche der Wäsche in der Trommel

5.3 Verdichter

Für die Kalibrierung des zweistufigen CO₂-Verdichters wird dieser an einem speziellen Prüfstand vermessen. Dadurch kann der relevante Betriebsbereich detaillierter untersucht werden, als dies in der Versuchsanlage zu realisieren wäre. Für die Kalibrierung werden insgesamt 65 stationäre Betriebspunkte verwendet. Entsprechende Ein- und Austrittszustände des Kältemittels sind in Abbildung 5.4 im p,h-Diagramm (links) bzw. im T,s-Diagramm (rechts) dargestellt und lassen sich wie folgt eingrenzen:

- Druck am Eintritt: 35-50bar
- Druck am Austritt: 60-120bar
- Drehzahl: 45-60Hz
- Überhitzung am Eintritt: 5-20K

Der Verdichter fördert neben dem Kältemittel CO₂ auch einen gewissen Anteil an Kältemaschinenöl. Dieses stellt eine ausreichende Schmierung und Abdichtung der Kolben sicher und führt die im Schmierspalt entstehende Wärme ab. Während in der Versuchsanlage das Öl im Kältemittelkreislauf zirkuliert, wird im Prüfstand ein Ölabscheider inkl. Rückführung in den Verdichter eingesetzt, sodass der annähernd reine Kältemittelmassenstrom gemessen wird. Der geförderte Öl-Massenanteil wird für den Verdichter durchschnittlich auf ca. 15 % abgeschätzt. Die Auswirkungen des Ölwurfs auf den gesamten Kreisprozess in der Versuchsanlage sind vielschichtig. Für den Verdichter führt dies in ers-

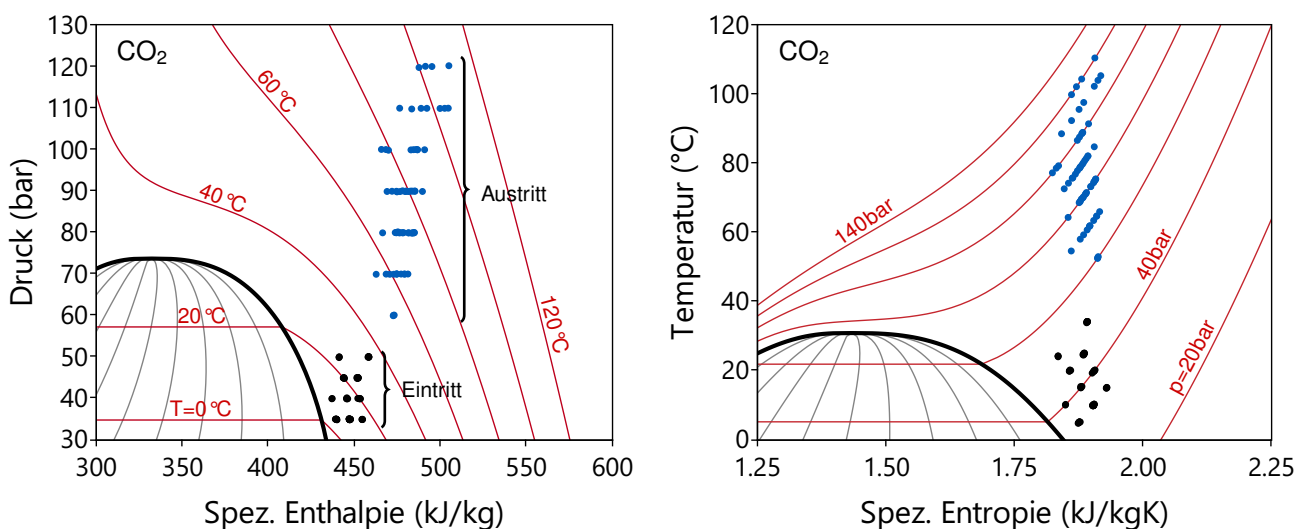
**ABBILDUNG 5.4:** Ein- und Austrittszustände am Verdichter der 65 vermessenen Betriebspunkte zur Kalibrierung des Verdichter-Modells

TABELLE 5.3: Angepasste Parameter des kalibrierten Verdichter-Modells, vgl. Abschnitt 4.3

Name	Wert	Einheit	Beschreibung
areaSuctionValve	38,4	mm ²	Effektive Querschnittsfläche zur Berechnung des Druckverlusts im Saugstutzen der ersten und zweiten Verdichterstufe, vgl. Gl. (4.24)
areaLeakage_1stStage	0,041	mm ²	Effektive Querschnittsfläche zur Berechnung der internen Leckageverluste in der ersten Verdichterstufe, siehe Gl. (4.24)
areaLeakage_2ndStage	0,102	mm ²	— — (zweite Verdichterstufe)
frictionCoefficient_a	0,056	–	Koeffizient zur Berechnung der Reibungsverluste in der ersten und zweiten Verdichterstufe, siehe Gl. (4.27)
frictionExponent_b	1,66	–	Exponent zur Berechnung der Reibungsverluste in der ersten und zweiten Verdichterstufe, siehe Gl. (4.27)
internalThermalResistance	0,02	K/W	Innerer Wärmeleitwiderstand R_λ zwischen dem oberen (heißeren) und unteren (kälteren) Teil des Verdichters, vgl. Abbildung 4.3
etaElectricMotor	0,91	–	Wirkungsgrad des elektrischen Motors im Verdichter
convectiveHeatTransferFactor	1,22	–	Korrekturkoeffizient zur Berechnung der Wärmeverluste über die Gehäuseoberfläche

ter Linie zu einer reduzierten Austrittstemperatur. Da die im Modell verwendeten Stoffdaten reines CO₂ berücksichtigen, kann folglich davon ausgegangen werden, dass das kalibrierte Modell den an die Umgebung abgegebenen Wärmestrom etwas überschätzt. Bei der Anpassung der verschiedenen Parameter wurde aus diesem Grund die Kältemitteltemperatur am Austritt weniger stark gewichtet. Bei Vorgabe des Eintrittszustandes, der Drehzahl und des Austrittsdrucks auf Basis der Messungen wurde im Modell schließlich folgende Übereinstimmung erzielt:

El. Leistungsaufnahme (W):	$\bar{F} = 0,64 \hat{=} 0,54 \%$	$\sigma = 12,3 \hat{=} 2,4 \%$
Kältemittelmassenstrom (kg/h):	$\bar{F} = 0,08 \hat{=} 0,15 \%$	$\sigma = 0,48 \hat{=} 1,42 \%$
Kältemitteltemperatur Austritt (K):	$\bar{F} = 1,0$	$\sigma = 2,2$

Tabelle 5.3 gibt einen Überblick über die angepassten Parameter für das Verdichtermmodell inkl. einer Beschreibung und den gefundenen Werten.

5.4 Weitere Kalibrierung und Parametrierung

Neben der Anpassung von Parametern durch die Kalibrierung auf Komponentenebene, müssen für das Gesamtmodell noch weitere passende Modellparameter gefunden werden. Da nicht für sämtliche Komponenten bzw. Subsysteme spezielle Messungen wie z.B. im Falle des Verdichters (siehe vorheriger Abschnitt) vorliegen, dienen zusätzlich zu geometrischen Randbedingungen und den physikalischen Ansätzen auch Messdaten aus Systemuntersuchungen für die Parametrierung bzw. Kalibrierung. Nachfolgend werden relevante, angepasste Parameter benannt. Dabei wird der Fokus auf die Erläuterung der Vorgehensweise gelegt, eine Übersicht der gefundenen Modellparameter inkl. einer Beschreibung wird ausführlich im Anhang (A.2) gegeben.

Wärmeübertrager und Rohrleitungen werden auf Basis der verwendeten Modelle (TIL Suite) nach geometrischen Randbedingungen parametrisiert (vgl. Tabelle 3.1). Im Kältemittelkreislauf der Versuchsanlage (siehe Kapitel 3) sind ohne Berücksichtigung der Wärmeübertrager auf der Hochdruck-

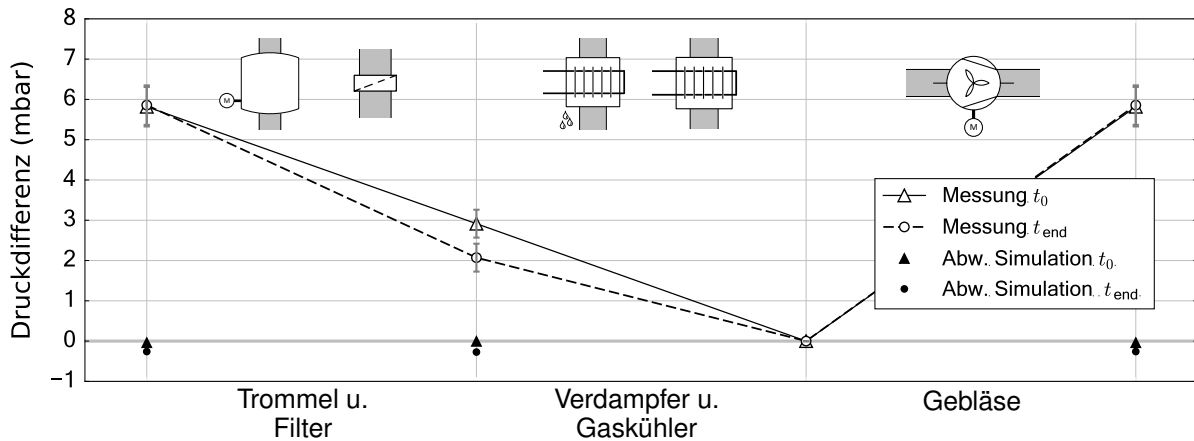


ABBILDUNG 5.5: Druckverlauf im Prozessluftkreislauf normiert auf den geringsten Druck vor dem Gebläse (Messung inkl. Messunsicherheit) und die in der Systemsimulation berechnete Abweichung nach Anpassung der Druckverluste

seite insgesamt ca. 2,5m (\varnothing 8mm) und auf der Niederdruckseite ca. 1m (\varnothing 10mm) Rohrleitung verbaut. Rohrleitungen im Prozessluftkreislauf bestehen größtenteils aus Kunststoff, die Geometrie inkl. der mittleren Wandstärke wird abgeschätzt. Im Verdampfer und Gaskühler wird der berechnete mittlere Wärmeübergang auf der Kältemittel­seite mit einem Korrekturfaktor beaufschlagt. Dies ist notwendig, da das zirkulierende Kältemaschinenöl den Wärmeübergang beeinträchtigt. Wärmeübergangskoeffizienten in Rohrleitungen werden als konstant angenommen und Druckverluste vernachlässigt. Für das **Expansionsventil** muss eine geeignete effektive Querschnittsfläche gefunden werden, siehe Gl. (3.12). Diese wird nach Auswertung der Messdaten und Bestimmung des Kältemittel­massenstroms nach Gl. (3.3) und wie in Abschnitt 3.4 erläutert, für die untersuchten Ventil­stellungen bestmöglich angepasst. Für den **Prozessluftkreislauf** wurde das Gebläse bereits in Abschnitt 5.1 kalibriert. Um auch die Anlagenkennlinie zu definieren, werden die in Abschnitt 4.5.1 dargestellten Ersatzdruckverluste – Trommel und Filter bzw. Verdampfer und Gaskühler – gemäß Gl. (4.33) abgebildet und parametrisiert. Dies geschieht auf Basis der durchgeführten Messungen. Dabei wird vereinfacht ein variabler und mit der Zeit linear zunehmender nominaler Ersatz-Druckverlust für Trommel und Filter angenommen. Abbildung 5.5 zeigt die gemessene Druckdifferenz im Prozessluftkreislauf zu Beginn t_0 und am Ende t_{end} einer beispielhaften Trocknung und die jeweilige Abweichung des angepassten Modells. Es ist zu erkennen, dass der Druckverlust über Trommel und Filter am Ende der Trocknung einen größeren Anteil am Gesamtdruckverlust hat als dies bei Prozessbeginn der Fall ist. Dies ist mit dem Zusetzen des Flusenfilters und einer Volumenvergrößerung der trocknenden Wäsche zu erklären. Die mit dem angepassten Modell erzielte Übereinstimmung mit den Messdaten liegt im Bereich der Messunsicherheit, welche durch graue Fehlerbalken gekennzeichnet ist. In analoger Weise müssen auch die vier Druckverlustmodelle zur Beschreibung der **Luftleakage** parametrisiert werden (vgl. Abbildung 4.4). Vereinfacht erhalten diese jeweils den selben Parametersatz, sodass der gemessene Feuchteverlust von ca. 5% im Modell erreicht wird. Das Druckverlustmodell nach Gl. (4.33) wird auch für den Kühlluftstrang herangezogen. Zusammen mit dem vereinfachten Modellansatz für das **Kühlluftgebläse** (siehe Abschnitt 4.4), welcher lediglich die Festlegung einer konstanten Effizienz erfordert, werden Messdaten bestmöglich abgebildet. Die Parametrierung des **Trockner-**

gehäuses (Abschnitt 4.1) findet auf Basis von Temperaturmessungen während der Trocknung im und am Gehäuse statt. Es werden hier im Wesentlichen die thermische Masse des Gehäusematerials, verschiedene Wärmewiderstände und der Luftaustausch im Gehäuse als Konstanten festgelegt (vgl. Abschnitt 4.1).

5.5 Trocknersysteme

Die vorgestellten Systemmodelle sind nach entsprechender Vorbereitung, d.h. Parametrierung jeweils in der Lage den Wärmepumpentrockner gemäß der in Kapitel 3 geschilderten Versuchsanlage dynamisch abzubilden. Um dies zu validieren und quantitativ zu bewerten, werden in diesem Abschnitt Simulationsergebnisse der jeweiligen Modelle entsprechenden Messdaten gegenübergestellt. Im Fokus der Betrachtung liegt jeweils sowohl der dynamische Verlauf verschiedener wichtiger Prozessgrößen (Temperatur, Luftfeuchte etc.), als auch der Gesamtenergieverbrauch und die Trocknungszeit für verschiedene Trocknungszyklen. Die Parametrierung für das detaillierte Wärmepumpentrocknermodell wurde bereits in den vorangegangenen Abschnitten ausführlich beschrieben. Deshalb steht für dieses Modell neben der Gegenüberstellung von Messung und Simulation eine detailliertere Beschreibung des dynamischen Prozessverlaufs im Vordergrund (nachfolgender Abschnitt).

Für das strukturell reduzierte Systemmodell ist keine Modellkalibrierung auf Komponentenebene vorgesehen. Folglich wird für diese Modellvariante neben dem Vergleich zwischen Messung und Simulation zusätzlich der auf wenige Größen reduzierte Parametersatz und die verwendeten Eingangsgrößen näher beschrieben (übernächster Abschnitt).

Detailliertes Systemmodell

Das kalibrierte, detaillierte Systemmodell muss die Versuchsanlage im relevanten Betriebsbereich belastbar abbilden. Zur Überprüfung werden alle der im Abschnitt 3.4 dargestellten Trocknungsversuche mit den verschiedenen Einstellungen für die Verdichterdrehzahl und Expansionsventilstellung virtuell nachgebildet und mit den Messdaten verglichen. Die Validierung der Simulationsergebnisse findet auf verschiedenen Ebenen statt. Abbildung 5.6 zeigt die Gegenüberstellung mehrerer Messgrößen aus dem Prozessluft- und Kältemittelkreislauf, sowie Leistungsaufnahmen relevanter elektrischer Verbraucher für einen bestimmten Trocknungsprozess. Die verschiedenen Größen sind jeweils über die Zeit – normiert auf die gesamte Trocknungszeit der Messung – aufgetragen. Die hinterlegte Schattierung der Messdaten gibt die erweiterte Messunsicherheit gemäß Gl. (3.6) wieder. Die dargestellten Prozesstemperaturen, Kältemitteldrücke, Luftfeuchten und Leistungsaufnahmen verdeutlichen das in Kapitel 2 beschriebene Systemverhalten. Der Prozess startet bei der Umgebungstemperatur von 23 °C (DIN EN 61121 2005) und geht direkt in einen Aufheizprozess über. Nach ca. einem Drittel der Trocknungszeit nähert sich der Kältemitteldruck am Verdichtereintritt dem für die Regelung relevanten Wert von 50bar (siehe Abschnitt 3.1) und das Kühlluftgebläse wird aktiviert. Dadurch sinkt sofort die Kältemitteltemperatur am Austritt des Kühlers und das System erreicht annähernd einen stationären Betriebszustand. Gegen Prozessende steigt aufgrund des Trocknungsverhaltens der Tex-

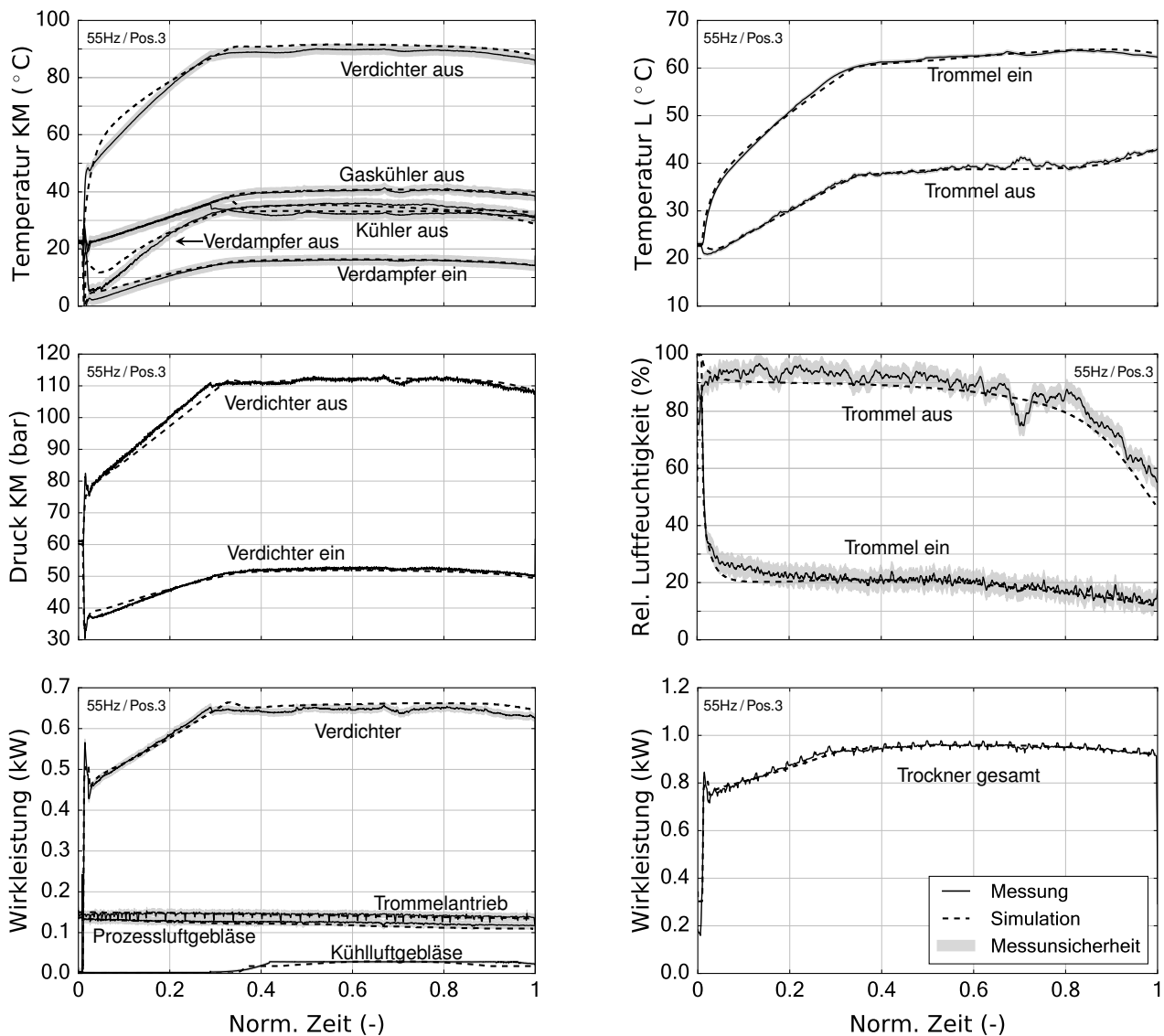


ABBILDUNG 5.6: Gegenüberstellung von Messung und Simulation: Kältemittel (KM)- und Lufttemperaturen (L), Kältemitteldrücke, rel. Luftfeuchten und el. Wirkleistungsaufnahmen

tilien die Lufttemperatur am Trommelaustritt und die relative Feuchte nimmt ab, was letztlich ein leichtes Abkühlen des Systems zur Folge hat. Die gesamte elektrische Leistungsaufnahme setzt sich hauptsächlich aus den Antrieben für Prozessluftgebläse, Trommelrotation und den Verdichter zusammen. Trommelmotor und Prozessluftgebläse haben einen vergleichbaren Leistungsbedarf, welcher zeitlich in etwa konstant ist. Der Verdichter stellt den größten el. Verbraucher dar. Die Leistungsaufnahme des Kühlluftgebläses hat mit knapp 30W bei maximaler Drehzahl hingegen einen geringen Einfluss. Dies gilt auch für die Kondensatpumpe, welche ca. im zeitlichen Abstand von 3,5 Minuten für 30 Sekunden aktiviert wird und dann ebenfalls eine Leistungsaufnahme von knapp 30W aufweist (ist in Abbildung 5.6 nicht berücksichtigt). Durch den reversierenden Betrieb der Trommel erzeugt der Motor Leistungsspitzen nach oben (Anfahren) bzw. unten (Anhalten). In Abbildung 5.6 wird ein Trocknungsversuch mit den Randbedingungen 55Hz/Pos.3 (siehe Abschnitt 3.4) dargestellt. Die beschriebene Betriebscharakteristik gilt jedoch für alle durchgeführten Versuche. Nennenswerte Unterschiede ergeben sich lediglich in der Aufheizzeit, und den oberen Druck- und Temperaturniveaus.

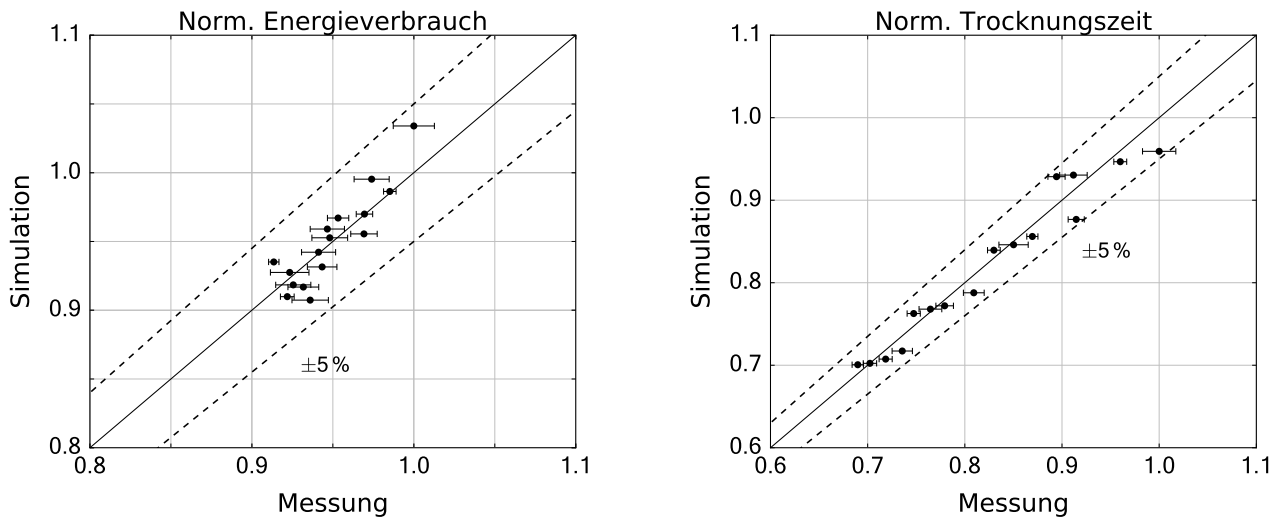


ABBILDUNG 5.7: Modellvalidierung: Normierter Energieverbrauch (links) und normierte Trocknungszeit (rechts) von verschiedenen Trocknungszyklen mit dem untersuchten Wärmepumpentrockner

Die Gegenüberstellung von Simulation und Messung in Abbildung 5.6 zeigt allgemein eine gute Übereinstimmung. Dies lässt vermuten, dass wesentliche physikalische Effekte des Systems im Modell abgebildet werden. Auffallend ist die etwas zu hoch berechnete Kältemitteltemperatur am Druckstutzen des Verdichters im dynamischen Aufheizprozess. Dies kann darauf hinweisen, dass das Verdichtermodell bestimmte Phänomene nicht ausreichend berücksichtigt wie z.B. den Einfluss des Kältemaschinenöls (siehe Abschnitte 4.3 und 5.3). An dieser Stelle sei auch erwähnt, dass sich das unvorhersehbare Trockenverhalten der Wäsche letztlich auf das gesamte System auswirkt. So kann für den dargestellten Versuch nach ca. 70% der Trocknungszeit eine kurzzeitige Verschlechterung der Trocknungsbedingungen in der Wäschetrommel beobachtet werden (Temperaturerhöhung und Verringerung der rel. Feuchte am Trommelaustritt). Die Abweichungen der zeitlichen Verläufe aller dargestellten Prozessgrößen liegen für sämtliche untersuchten Trocknungsprozesse (Tabelle 3.3) in einer vergleichbaren Größenordnung.

Zusätzlich zu den gezeigten zeitabhängigen Prozessgrößen erfolgt eine Validierung hinsichtlich der ausschlaggebenden Kenngrößen Energieverbrauch (Effizienz) und Trocknungszeit (Geschwindigkeit) für jeden der 16 untersuchten Versuchsrandbedingungen. Für die Validierung wird hierfür die identische Modellparametrierung zugrunde gelegt und nur entsprechende Randbedingungen für Verdichterdrehzahl und effektive Ventil-Querschnittsfläche variiert. Als Ergebnis zeigen die Diagramme in Abbildung 5.7 jeweils die Abweichung der Simulationsergebnisse zu den Messungen, wobei für letztere der korrigierte Energieverbrauch bzw. die korrigierte Trocknungszeit gemäß Gl. (3.10) für alle durchgeführten Versuchsrandbedingungen abgebildet wird. Die dargestellten Fehlerbalken symbolisieren – wie in Abbildung 3.5 – die Streuung von mindestens drei Versuchen bei identischen Randbedingungen. Energieverbrauch und Trocknungszeit sind jeweils auf die maximal erreichten Werte in der Messung normiert.

Die Gegenüberstellung zeigt, dass das vorgestellte Modell sowohl für den Energieverbrauch, als auch für die Trocknungszeit eine Abweichung unter 5% liefert. In dem dargestellten Betriebsbereich vari-

iert der zur Trocknung benötigte Energieverbrauch nicht allzu stark (ca. 10% bezogen auf den höchsten Verbrauch). Dahingegen zeigen sich bei der Trocknungszeit Unterschiede im Bereich von 30% bezogen auf die längste Trocknung. Allgemein liefert die Validierung zufriedenstellende Ergebnisse für die untersuchte Versuchsanlage, wodurch die Belastbarkeit des Modells bestätigt wird. Dieses eignet sich somit detaillierte Untersuchungen durchzuführen und vor allem aussagekräftige Optimierungsansätze hinsichtlich einer bestehenden Anlage abzuleiten. Dies erfolgt in Kapitel 7.

Strukturell reduziertes Systemmodell

Für die Berechnung des strukturell reduzierten Systemmodells ist sowohl die Vorgabe der Temperaturerhöhung im Lufterwärmer ΔT_{LE} als auch die normierte Drehzahl des Kühlluftgebläses N im zeitlichen Verlauf notwendig (vgl. Abbildung 4.5). Zur Validierung des Modells werden beide Größen aus Messdaten berechnet und sind in Abbildung 5.8 für einen bestimmten Versuch über die normierte Trocknungszeit dargestellt. Als Datengrundlage dient der gleiche Trocknungsversuch wie im vorangegangenen Abschnitt (55Hz/Pos.3). Hierbei fällt eine verhältnismäßig große Messunsicherheit für die Temperaturdifferenz ΔT_{LE} auf. Dies liegt in der Berechnung der Lufttemperatur zwischen den Wärmeübertragern nach Gl. (3.4) begründet. Wie in Kapitel 3 beschrieben, wird diese Temperatur in der Versuchsanlage nicht direkt gemessen. Insbesondere die Messunsicherheit der relativen Luftfeuchte $\varphi_{WT,ein}$ pflanzt sich gemäß Gl. (3.7) auf die Lufttemperatur nach dem Kältemittelverdampfer fort. Der Verlauf der normierten Drehzahl des Kühlluftgebläses N ergibt sich durch die gewählte Regelstrategie (siehe Abschnitt 3.1) und ist typisch für den untersuchten Trockner. Das Kühlluftgebläse wird dabei die meiste Zeit bei Maximaldrehzahl ($N=1$) betrieben. Um die in Abhängigkeit der Eingangsgrößen berechneten Simulationsergebnisse an die Versuchsanlage anzupassen, ist wiederum ein Parametersatz notwendig, welcher im Vergleich zum detaillierten Modell jedoch stark reduziert ist. Für die Wäschetrommel kommen identische Parameter wie im vorherigen Abschnitt zum Einsatz (siehe auch Abschnitt 5.2). Weitere fünf Parameter werden auf die untersuchte Anlage angepasst. Diese sind der exergetische Wirkungsgrad der Wärmepumpe ϵ_{WP} , die Leistungsaufnahme der Nebenverbraucher P_{NV} , der Prozessluftvolumenstrom am Trommeleintritt, der thermische Widerstand zwischen Trommel und Umgebung R_{WT-Umg} und die thermische Masse des Gesamtsystems C_{ges} gemäß der Beschreibungen auf Seite 39 ff. (siehe auch Abbildung 4.5). Die in dieser Arbeit ermittelten und verwendeten Parameter für die untersuchte Versuchsanlage sind in Tabelle 5.4 angeführt.

TABELLE 5.4: Angepasste Parameter des kalibrierten, strukturell reduzierten Systemmodells, vgl. Abschnitt 4.5

Name	Wert	Einheit	Beschreibung
ϵ_{WP}	0,38	–	Exergetischer Wirkungsgrad der Wärmepumpe, siehe Gl. (4.34)
P_{NV}	285	W	Konstante Leistungsaufnahme der Nebenverbraucher (ohne Kühlluftgebläse)
\dot{V}_L	260	m ³ /h	Konstanter Prozessluftvolumenstrom am Trommeleintritt
R_{WT-Umg}	0,065	K/W	Thermischer Widerstand zwischen Trommeloberfläche und Umgebung
C_{ges}	42	kJ/K	Effektive thermische Masse des Gesamtsystems

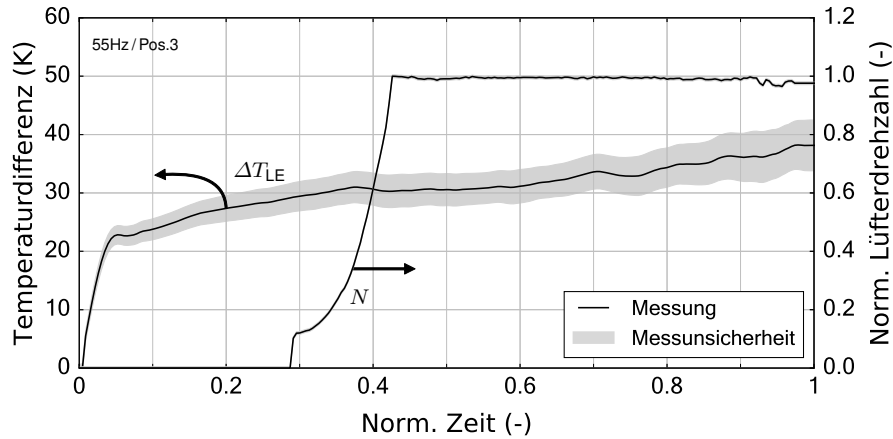


ABBILDUNG 5.8: Dynamischer Verlauf der Temperaturdifferenz ΔT_{LE} und der normierten Drehzahl des Kühlluftgebläses N . Eingangsgrößen zur Validierung des strukturell reduzierten Systemmodells

Zur Validierung des strukturell reduzierten Modells erfolgt zunächst eine Gegenüberstellung zwischen Messung und Simulation für den zeitlichen Verlauf der Lufttemperatur und -feuchtigkeit am Ein- und Austritt der Wäschetrommel über die normierte Trocknungszeit der Messung (siehe Abbildung 5.9). Wie bereits erwähnt, wird der gleiche Trocknungsversuch herangezogen, welcher auch für die Validierung des detaillierten Modells verwendet wurde.

Analog zum detaillierten Systemmodell werden für das reduzierte Modell ebenfalls Energieverbrauch (Effizienz) und Trocknungszeit (Geschwindigkeit) für verschiedene Versuchsrandbedingungen mit Messdaten verglichen. Der Gesamtenergieverbrauch für das reduzierte Modell ergibt sich zu (vgl. Gl. (4.42)):

$$En_{ges} = \int_{t_0}^{t_{end}} P_V(\Delta T_{LE}) + P_{NV} + P_K(N) dt \quad (5.5)$$

Der in Tabelle 5.4 dargestellte Parametersatz bleibt für alle Simulationen unverändert. Lediglich die zeitlichen Verläufe der Eingangsgrößen (ΔT_{LE} , N) werden aus den Messdaten abgeleitet und für die Simulation vorgegeben. Folgende Trocknungsprozesse dienen als Vergleichsgrundlage:

- 45Hz / Pos.2
- 50Hz / Pos.3
- 55Hz / Pos.3
- 60Hz / Pos.4

Dabei handelt es sich um jene Kombinationen von Verdichterdrehzahl und Ventilposition, welche das Pareto-Optimum (vgl. Abbildung 3.5) darstellen. Als Ergebnis ist in Abbildung 5.10 für Energieverbrauch und Trocknungszeit die Abweichung der Simulationsergebnisse zu den Messdaten gemäß vorherigem Abschnitt dargestellt. Die Fehlerbalken verdeutlichen die Streuung von mindestens drei Versuchen bei identischen Randbedingungen. Für die Messungen werden die nach Gl. (3.10) korrigierten Werte für Energieverbrauch bzw. die korrigierte Trocknungszeit dargestellt.

Die Validierungsergebnisse in den Abbildungen 5.9 und 5.10 zeigen, dass auch mit den vereinfachten Modellansätzen eine gute Übereinstimmung mit den Messdaten erzielt werden kann, wobei aufgrund der Vereinfachungen größere Abweichungen im Vergleich zum detaillierten Modell in Kauf

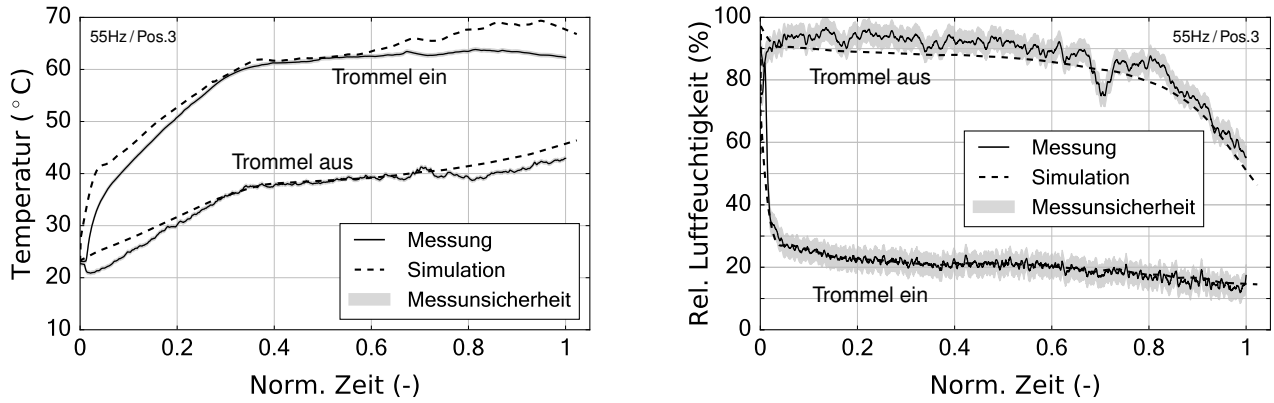


ABBILDUNG 5.9: Modellvalidierung für das vereinfachte Trocknermodell. Zeitliche Veränderung der Lufttemperatur (links) und Luftfeuchte (rechts) am Trommelein- und -austritt (55Hz/Pos.3)

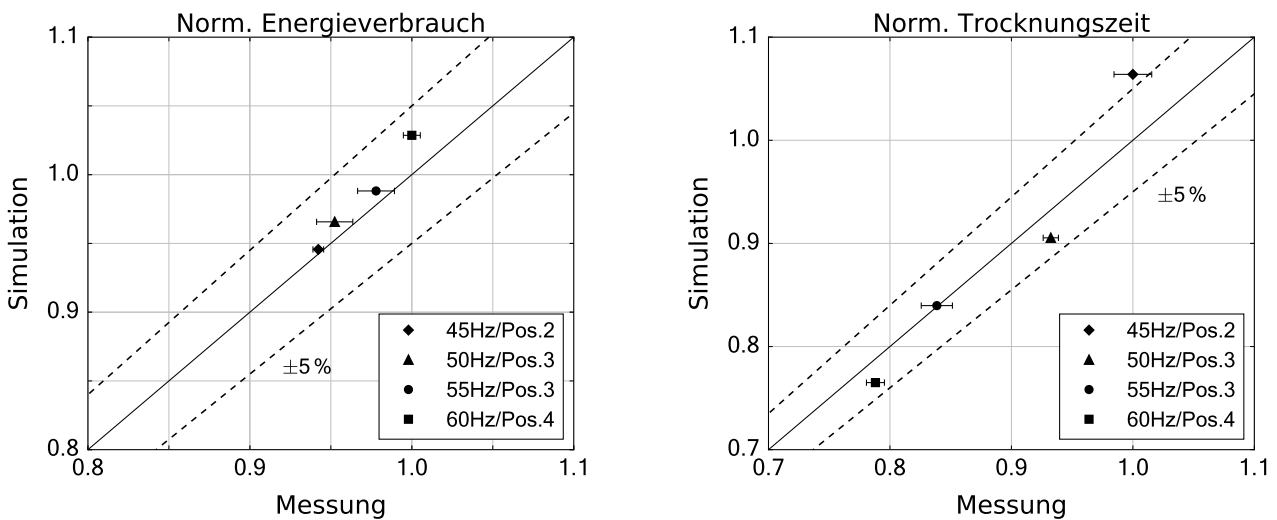


ABBILDUNG 5.10: Validierung für das vereinfachte Trocknermodell: Normierter Energieverbrauch und normierte Trocknungszeit für effiziente Betriebsbedingungen bei verschiedenen Verdichterdrehzahlen

genommen werden müssen. Während der dynamische Temperaturverlauf der Prozessluft größere Abweichungen ($>5\text{ K}$) aufweist, wird die Luftfeuchte verhältnismäßig gut abgebildet. Beim gesamten Energieverbrauch je Trocknungsprozess liegt die Abweichung deutlich unter 5%, und auch bei der Trocknungszeit wird eine zufriedenstellende Übereinstimmung erzielt. Hierbei muss jedoch angemerkt werden, dass lediglich die effizientesten Betriebsrandbedingungen je Verdichterdrehzahl für den Vergleich herangezogen werden. Die zugrunde liegenden Annahmen eines konstanten exergetischen Wirkungsgrades für die Wärmepumpe und eines konstanten Luftvolumenstroms am Eingang der Wäschetrommel erlauben keine Betrachtung in einem ausgedehnten Betriebsbereich, wie es beispielsweise mit dem detaillierten Systemmodell möglich ist. Die bei der Eingangsgröße ΔT_{LE} vorliegende signifikante Messunsicherheit muss bei der Validierung ebenso berücksichtigt werden, da sich diese zusätzlich negativ auf die Abweichung zwischen Messung und Simulation auswirkt (siehe Abbildung 5.8).

Um die Prozesse und Wechselwirkungen im vorgestellten Wärmepumpentrockner genauer darzustellen und folglich auch passende Optimierungsmaßnahmen abzuleiten, wird das System nun anhand verschiedener Analysen dargestellt und diskutiert. Dabei wird zunächst die Trocknungsleistungszahl COP_{Tr} anhand charakteristischer Systemkenngrößen hergeleitet. Dadurch werden grundlegende Zusammenhänge hinsichtlich der Trocknungseffizienz ersichtlich. Der zeitliche Verlauf dieser Kenngrößen wird anhand von Messergebnissen für eine schnelle und langsame Trocknung gegenübergestellt und diskutiert. Die Analysen erfolgen ohne Bezug auf ein bestimmtes Kältemittel. Deshalb wird anstelle von Verflüssiger oder Gaskühler die Bezeichnung Lufterwärmer (Index: LE) verwendet (siehe auch Beschreibung des strukturell reduzierten Systemmodells, Seite 39 ff.). In weiterer Folge wird der Trockner auf Basis des ersten und zweiten Hauptsatzes analysiert, wodurch potenzielle Schwachstellen im System verdeutlicht werden. Die gewonnenen Erkenntnisse dienen schließlich zur Ableitung von Verbesserungsvorschlägen. In Kapitel 7 werden Verbesserungen umgesetzt, und anhand von Messergebnissen überprüft.

6.1 Trocknungsleistungszahl und charakteristische Systemkenngrößen

Wird für das beschriebene System (siehe Abbildung 2.1) die Luftleckage im Prozessluftkreislauf vernachlässigt und geht man davon aus, dass das aus der Wäsche entweichende Wasser instantan und vollständig wieder im Verdampfer kondensiert, dann korreliert die Trocknungsgeschwindigkeit \dot{m}_{tr} mit dem latenten Wärmestrom im Verdampfer.

$$\dot{m}_{\text{Tr}} \cdot r \approx \dot{m}_{\text{kond}} \cdot r = \dot{Q}_{\text{Verd,lat}} \quad (6.1)$$

Durch Gl. (6.1) und Gl. (2.2) lässt sich die Trocknungsleistungszahl COP_{Tr} anhand von drei weiteren dimensionslosen Kenngrößen wie folgt ausdrücken (vgl. Alpögger et al. 2016c):

$$\text{COP}_{\text{Tr}} = \frac{\Phi_{\text{lat}} \cdot \text{COP}_{\text{K}}}{1 + \Phi_{\text{P}}} \quad (6.2)$$

$$\text{COP}_{\text{K}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Verd}}}{P_{\text{V}}} \quad \Phi_{\text{lat}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Verd,lat}}}{\dot{Q}_{\text{Verd}}} \quad \Phi_{\text{P}} = \frac{P_{\text{NV}}}{P_{\text{V}}} \quad (6.3)$$

Hier ist Φ_{lat} das Verhältnis von Latentwärmestrom zu Gesamtwärmestrom im Verdampfer, COP_{K} die Wärmepumpenleistungszahl bezogen auf die Kälteleistung und Φ_{P} das Verhältnis der elektrischen Leistungsaufnahme aller Nebenverbraucher P_{NV} (Prozessluftgebläse, Kühlluftgebläse, Trommelantrieb) zur Verdichterleistung P_{V} .

Aus den Gleichungen (6.2) und (6.3) lassen sich Bedingungen ableiten, welche offensichtlich eine effiziente Trocknung herbeiführen. So muss die Kälteleistung im Verdampfer sowohl effizient bereitgestellt ($\text{COP}_K \uparrow$), als auch möglichst nur zur Entfeuchtung genutzt werden ($\Phi_{\text{lat}} \uparrow$). Den Energieverbrauch der Nebenverbraucher, welche nicht zur Trocknung beitragen, gilt es zu minimieren ($\Phi_P \downarrow$), sodass sie im Verhältnis zur aufgewendeten Verdichterleistung keine große Rolle spielen. Folgende Zusammenhänge lassen sich aus den einzelnen Zielen ableiten:

- ($\text{COP}_K \uparrow$): Die thermodynamischen Verluste im Wärmepumpenprozess müssen minimiert werden. Dies kann z.B. durch effiziente Komponenten (Verdichter, Wärmeübertrager etc.), aber auch durch eine gute Prozessführung erreicht werden. Die maximal mögliche Leistungszahl der Wärmepumpe ist durch den Carnot-Prozess festgelegt und hängt somit stark vom Temperaturhub der Luft im Lufterwärmer ab.
- ($\Phi_{\text{lat}} \uparrow$): Ein günstiges Verhältnis der Wärmeströme lässt sich mittels hoher Wasserbeladung der Luft in Kombination mit einer hohen relativen Luftfeuchte am Eintritt des Verdampfers realisieren. Eine starke sensible Abkühlung der Luft im Kältemittelverdampfer gilt es zu vermeiden. Aufgrund einer guten Durchmischung der Wäsche in der Trommel, erreicht die Luft vor dem Verdampfer im ersten Trocknungsabschnitt bereits annähernd Sättigungszustand. Im zweiten Abschnitt ist dies nicht mehr der Fall und das Verhältnis der Wärmeströme verschiebt sich zugunsten des sensiblen Anteils. Aus dem Verlauf der Sättigungslinie feuchter Luft ergibt sich für die Änderung der Wasserbeladung je Temperaturänderung $\frac{dx}{dT}$ der in Abbildung 6.1 dargestellte Verlauf über der Temperatur. Daraus folgt, dass außerdem ein hohes Temperaturniveau der Wasserkondensation im Verdampfer anzustreben ist. In diesem Zusammenhang muss allerdings auch berücksichtigt werden, dass sich die Dichte der Prozessluft aufgrund zunehmender Temperatur und Wasserbeladung signifikant verringert. Dies führt zu einer Verringerung des Luftmassenstroms und verlangsamt den Trocknungsprozess.

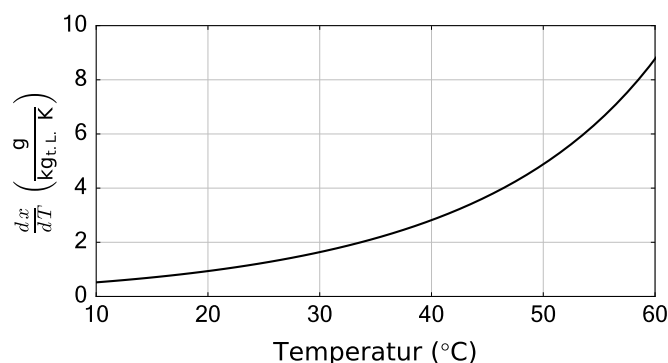


ABBILDUNG 6.1: Steigung $\frac{dx}{dT}$ der Sättigungslinie feuchter Luft in Abhängigkeit der Temperatur. Bei hohen Temperaturen ist der latente Wärmestrom im Verdampfer potenziell höher.

- ($\Phi_P \downarrow$): Der Energieverbrauch aller Nebenverbraucher muss minimiert werden. Dies kann durch Verbesserung der Effizienz (z.B. Prozessluftgebläse, elektrische Antriebe), oder auch durch eine veränderte Ansteuerung von Stellgrößen erreicht werden. Letzteres würde z.B. für das Prozessluftgebläse eine geringere Drehzahl bedeuten und zu einem geringeren Luftvolumenstrom führen,

was wiederum die Trocknungszeit verlängert. Einsparungen werden auch erzielt, indem ein Motor mehrere Aufgaben übernimmt und auf einer Welle z.B. Prozessluftgebläse und Trommel gleichzeitig antreibt. Demgegenüber kann auch die Verdichterleistung angehoben werden, solange dies die übrigen Systemparameter nicht zu stark beeinflusst.

Die genannten Ziele stehen in einem Widerspruch zueinander bzw. beeinflussen sich gegenseitig. Die Temperaturerhöhung der Luft im Lufterwärmer (ΔT_{LE}) und die Lufttemperatur am kältesten Punkt im Prozessluftkreislauf ($T_{L,Verd,aus}$) legen dabei die Trocknungsbedingungen fest und sind wichtige Einflussgrößen. Bei geringem Temperaturhub ist eine hohe Leistungszahl der Wärmepumpe möglich, allerdings dauert eine Trocknung dann auch sehr lange und es dominieren am Ende die unvermeidlichen Nebenverbraucher den Gesamtenergieverbrauch. Deren Leistungsaufnahme ist bei konstantem Prozessluftvolumenstrom unabhängig von der Trocknungsgeschwindigkeit. Wird die Temperaturerhöhung hingegen sehr hoch gewählt, können zwar kurze Trocknungszeiten erzielt werden. Dies geht jedoch auf Kosten der Wärmepumpenleistungszahl. Zudem findet die Kondensation des Wassers dann in der Regel auf einem geringeren Temperaturniveau statt, da die maximale Prozesstemperatur aufgrund von Sicherheitsaspekten und unter dem Gesichtspunkt einer schonenden Wäschetrocknung begrenzt ist. Dies sorgt wiederum für einen geringeren Anteil an latenter Wärme im Verdampfer (siehe Abbildung 6.1).

Die soeben diskutierten Zusammenhänge setzen einen annähernd konstanten Volumenstrom im Prozessluftkreislauf und eine gleichbleibende Leistungsaufnahme des entsprechenden Gebläses voraus. Diese Randbedingungen sind bei der Versuchsanlage gegeben. Allgemein ist ein hoher Luftvolumenstrom im Prozessluftkreislauf sehr vorteilhaft, da eine schnelle Trocknung und gleichzeitig eine geringe Temperaturspreizung mit der damit verbundenen potenziell hohen Wärmepumpenleistungszahl möglich sind. Durch die Kompaktheit des Luftkreislaufs und die damit unvermeidlichen hydraulischen Widerstände, ist ein hoher Luftvolumenstrom jedoch zusehends mit einer großen Leistungsaufnahme des Prozessluftgebläses verbunden. Dies schlägt sich auf den elektrischen Energieverbrauch der Nebenverbraucher nieder. Eine Vergrößerung des Luftstromes hat darüber hinaus auch eine unerwünschte Zunahme der Geräuscentwicklung zur Folge.

Dynamisches Verhalten und Grenzen für Betriebsbedingungen

Die Lufttemperatur am Austritt des Verdampfers, d.h. die tiefste Temperatur im Prozessluftkreislauf, ist ein Indikator für das Temperaturniveau der Wasserkondensation im Verdampfer. Ein ausreichend hohes Niveau ist Voraussetzung für einen hohen latenten Wärmestromanteil, aber insbesondere zu Beginn der Trocknung nicht sofort verfügbar. Das Gesamtsystem muss erst sukzessive von Umgebungstemperatur auf Betriebstemperatur gebracht werden. Wie schnell dies geschieht, hängt von der gesamten zugeführten Energie, aber auch den thermischen Massen im System und den Wärmeverlusten an die Umgebung ab. Erst die Aktivierung des Kühlluftgebläses stoppt den Aufheizprozess. Das hat zunächst den Nachteil, dass die Prozesstemperaturen nicht weiter ansteigen und ein zusätzlicher Nebenverbraucher versorgt werden muss. Andererseits nimmt aufgrund der zusätzlichen Kühlung des Kältemittels nach dem Gaskühler/Verflüssiger auch die spezifische Kälteleistung im Verdampfer zu,

was bei ansonsten identischen Randbedingungen zu einer erhöhten Leistungszahl der Wärmepumpe führt. Ein weiterer wichtiger Aspekt sind außerdem die Kältemittelverlagerungen, welche mit den sich ändernden Betriebsrandbedingungen im Wärmepumpenprozess einhergehen. Üblicherweise sorgen Sammelgefäße dafür, dass je nach Betriebspunkt genügend Kältemittel im Kreislauf vorhanden ist (Parrino et al. 1999). Da in der Anlage kein Kältemittelsammler verbaut ist, wirken sich Kältemittelverlagerungen im Aufheizprozess in zunehmendem Maße ungünstig auf die Kreislauffeffizienz aus. Der Einfluss der Kältemittelfüllmenge wurde bereits in Abschnitt 3.1 näher diskutiert. Vor diesem Hintergrund kann die Aktivierung des Kühlluftgebläses bereits vor Erreichen bestimmter Grenzwerte möglicherweise vorteilhaft hinsichtlich der Energieeffizienz sein. Die aktive Kühlung ermöglicht also nicht nur einen sicheren Betrieb der Anlage, sondern beeinflusst auch wesentlich die Trocknungseffizienz.

Die Analyse der für das System charakteristischen Systemkenngrößen zeigt allgemein, dass hohe Prozesstemperaturen bei verhältnismäßig kleinem Temperaturhub der Luft eine hohe Trocknungseffizienz – wenn auch bei langer Trocknungszeit – ermöglicht. Ein geringer Einfluss der Nebenverbraucher wird dabei vorausgesetzt. Aufgrund von Wärmeverlusten und den vorhandenen thermischen Massen sind die genannten Betriebsbedingungen im realen System jedoch nur bedingt erreichbar. Die damit verbundene geringe Energiezufuhr kann beispielsweise zu einer dermaßen langen Aufheizphase führen, dass die Trocknung bereits vor Erreichen der gewünschten Betriebstemperatur beendet ist. Außerdem steigen Prozesstemperaturen dann nicht weiter an, wenn die Wärmeverluste den gesamten Energieeintrag ausgleichen. Während Wärmeverluste durch entsprechende Dämmung reduziert werden können, sind thermische Massen großteils an die verschiedenen Komponenten (Verdichter, Rohrleitungen, Wäsche, Trommelkörper etc.) gekoppelt und somit nicht zu umgehen. Der reale Betriebsbereich eines Wäschetrockners ist somit nicht nur von den Betriebsgrenzen einzelner Komponenten und der thermischen Belastungsgrenze der Wäsche abhängig, er ergibt sich auch aus der Beschaffenheit sowie der dynamischen Betriebsführung des Gesamtsystems.

Die genannten Kenngrößen beschreiben das Zusammenwirken zwischen Trocknungs- und Wärmepumpenprozess, die für eine gute Prozessauslegung und Betriebsführung berücksichtigt werden müssen. Die Analyse der Systemkenngrößen eignet sich zur Abschätzung von Potenzialen hinsichtlich einer Effizienzverbesserung, indem z.B. die Grenzpotenziale (Abbildung 6.3) der einzelnen Kenngrößen untersucht werden. Vor allem aber können auch verschiedene Trocknersysteme und Trocknungszyklen miteinander verglichen werden (siehe z.B. Alpögger 2018). Beispielhaft wird nachfolgend für die dargestellte Versuchsanlage eine schnelle einer langsamen Trocknung auf Basis von Messdaten und anhand der genannten Kennzahlen gegenübergestellt. Beide Zyklen stellen eine Trocknung im Pareto-Optimum nach Abbildung 3.5 dar:

- 60 Hz / Pos. 4 (schnell)
- 45 Hz / Pos. 2 (langsam)

In Abbildung 6.2 sind die durch Messdaten ermittelten Systemparameter Φ_{lat} , COP_K bzw. der Nenner in Gl. (6.2) $1 + \Phi_P$ im zeitlichen Verlauf für beide Versuche inkl. Messunsicherheit dargestellt. Zusätzlich zeigt das Diagramm den resultierenden Verlauf der jeweiligen Trocknungseffizienz COP_{Tr} .

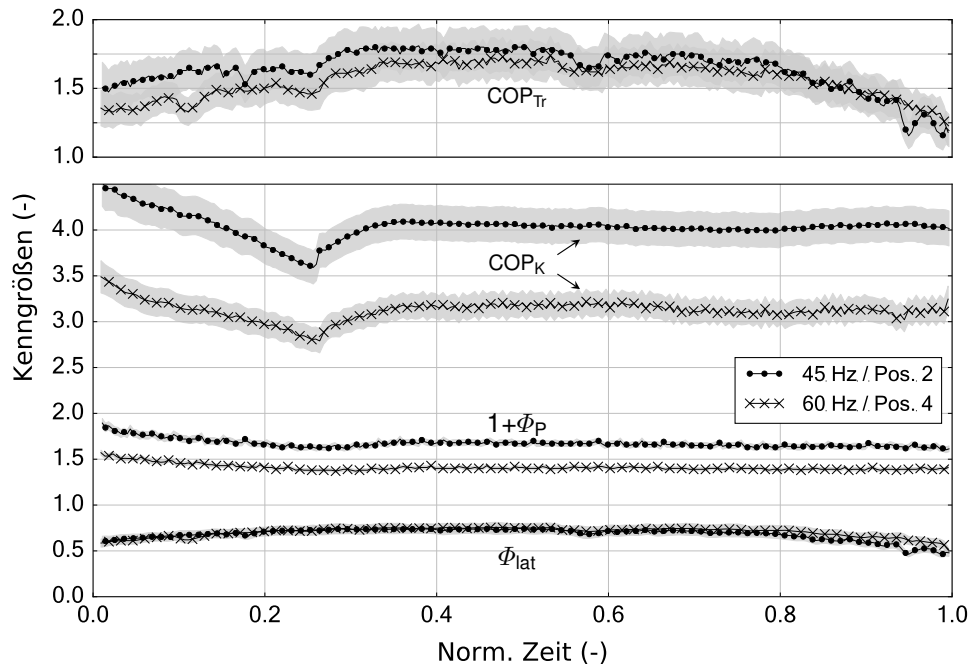


ABBILDUNG 6.2: Vergleich von Systemkenngrößen und der resultierenden Trocknungseffizienz COP_{Tr} zweier Zyklen in Abhängigkeit der normierten Trocknungszeit

Der zugrunde liegende typische Prozessverlauf wurde bereits in Abschnitt 5.5 des vorangegangenen Kapitels dargestellt und diskutiert. Zunächst gilt festzuhalten, dass sich beide Zyklen hinsichtlich der Trocknungszeit stark unterscheiden. Während die schnelle Trocknung in ca. 110 Minuten beendet ist, dauert der Prozess mit geringer Verdichterdrehzahl rund 30 Minuten länger. Die höhere Trocknungsgeschwindigkeit ist auf die größere Wärmepumpenleistung und einen dementsprechend höheren Temperaturhub (ΔT_{LE}) zurückzuführen. Bei beiden Zyklen kann außerdem von einem ähnlichen Prozessluftvolumenstrom ausgegangen werden, da das Prozessluftgebläse bei annähernd konstanter Drehzahl betrieben wird (siehe Abschnitt 3.1). In Abbildung 6.2 werden die oben beschriebenen Zielkonflikte erkennbar. Die aufgrund des höheren Temperaturhubs geringere Wärmepumpenleistungszahl COP_K wird mit einem günstigeren, d.h. kleineren Verhältnis der elektrischen Verbraucher Φ_P kompensiert. Die Verhältnisse der Wärmeströme Φ_{lat} sind bei beiden Versuchen in Abhängigkeit der normierten Trocknungszeit annähernd gleich. Grund dafür ist die identische Begrenzung der Verdampfungstemperatur durch die Regelung, welche nach der Aufwärmphase aktiviert wird. Lediglich gegen Ende der Trocknung nimmt das Wärmestromverhältnis bei geringer Verdichterdrehzahl stärker ab. Hier wirkt sich die geringere Kälteleistung im Verdampfer bei abnehmender relativer Feuchte am Eintritt besonders negativ auf diese Kennzahl aus. In Summe resultiert eine etwas höhere Gesamteffizienz für die langsame Trocknung (vgl. auch Abbildung 3.5). In Abbildung 6.2 ist außerdem für beide Zyklen ein deutlicher Anstieg der Wärmepumpenleistungszahl COP_K infolge der Aktivierung des Kühlluftgebläses nach ca. einem Drittel der Trocknungszeit zu erkennen. Die maximale Trocknungseffizienz COP_{Tr} wird in etwa in der Mitte des Trocknungsprozesses erreicht, wenn das System auf Betriebstemperatur ist und die Wäsche sich noch im ersten Trocknungsabschnitt befindet. Hin und wieder auftretende sog. Aufroller der Wäsche machen sich sofort im Wärmestromverhältnis und somit auch in der Trocknungseffizienz bemerkbar.

Betrachtung eines idealen Wärmepumpentrockners

Die in Gl. (6.3) gezeigten Systemkenngrößen eignen sich, um eine Einschätzung hinsichtlich des Verbesserungspotenzials einer realen Anlage durchzuführen (COP_{Tr}) und darüber hinaus auch grob die Schwachstellen zu identifizieren (COP_{K} , Φ_{lat} , Φ_{P}). Hierfür muss das reale dem idealisierten System auf Basis der Kenngrößen gegenübergestellt werden. Eine ideale Anlage lässt sich vereinfacht auf Basis von Gl. (6.2) wie folgt beschreiben:

- Wärmepumpe: Zur Berechnung der Leistungszahl wird der Carnot-Prozess zugrunde gelegt.

$$\text{COP}_{\text{K}, \text{Carnot}} = \text{COP}_{\text{K}, \text{id}} = \frac{T_{\text{u}}}{T_{\text{o}} - T_{\text{u}}} = \frac{T_{\text{L}, \text{Verd}, \text{aus}}}{\Delta T_{\text{LE}}} \quad (6.4)$$

Die thermodynamischen Verluste in den Wärmeübertragern werden auf das Mindestmaß reduziert. Daraus folgt:

$$T_{\text{o}} = T_{\text{L}, \text{LE}, \text{aus}} \quad T_{\text{u}} = T_{\text{L}, \text{Verd}, \text{aus}} \quad (6.5)$$

Dieser Ansatz wurde bereits in ähnlicher Form für das strukturell reduzierte Systemmodell angewendet. Abweichend zu Gl. (4.34) wird hier als Bezugsgröße für den COP jedoch die Kälte- und nicht die Wärmeleistung herangezogen.

- Wäschetrommel: Der Austrittszustand der Luft liegt auf der Sättigungslinie ($\varphi = 100\%$) und besitzt die Feuchtkugel- bzw. Kühlgrenztemperatur bezogen auf den Luftzustand am Trommel-Eintritt.
- Nebenverbraucher: Diese spielen bei einer idealen Anlage keine Rolle, somit wird das Leistungsverhältnis der elektrischen Verbraucher $\Phi_{\text{P}, \text{id}} \Rightarrow 0$.
- Wärmeverluste: Werden vernachlässigt, ebenso spielen thermische Massen keine Rolle, sodass nur quasi-stationäre Betriebsbedingungen vorherrschen.

Abbildung 6.3 stellt den Verlauf der idealen Kenngrößen ($\text{COP}_{\text{Tr}, \text{id}}$, $\Phi_{\text{lat}, \text{id}}$ und $\text{COP}_{\text{K}, \text{id}}$) in Abhängigkeit der wichtigen Einflussgrößen: Temperaturhub ΔT_{LE} und Lufttemperatur am kältesten Punkt im Prozessluftkreislauf $T_{\text{L}, \text{Verd}, \text{aus}}$ bzw. T_{u} als Konturdiagramm dar. Auf die Darstellung von $\Phi_{\text{P}, \text{id}}$ wird verzichtet, da das ideale Leistungsverhältnis nicht von den Trocknungsbedingungen abhängt und wie erwähnt den Wert „Null“ annimmt. Für die maximale ideale Trocknungseffizienz $\text{COP}_{\text{Tr}, \text{id}}$ bestätigen sich die oben beschriebenen Zusammenhänge, wonach eine hohe Trocknungstemperatur (T_{u}) und gleichzeitig ein geringer Temperaturhub (ΔT_{LE}) anzustreben sind. Im Allgemeinen sollte die im Verdampfer bereitgestellte Kälteleistung ausschließlich zur Entfeuchtung verwendet werden, sodass gilt $\Phi_{\text{lat}} \Rightarrow 1$. Dies ließe sich mit reinem Wasserdampf bei Umgebungsdruck und einem Temperaturniveau von 100°C erreichen bzw. durch Absenkung des Druckniveaus auch bereits bei geringeren Prozess-temperaturen. Für einen realen Trockner sind diese Betriebsbedingungen mit vertretbarem Aufwand jedoch nicht zu realisieren. Deshalb gilt auch für einen idealen Prozess bei Umgebungsdruck von 1,013bar: $\Phi_{\text{lat}} < 1$. Ein Vergleich der idealen mit den gemessenen Kenngrößen aus Abbildung 6.2 nach der Hälfte der Trocknungszeit ($t_{\text{norm}} = 0,5$) ist in Abbildung 6.3 dargestellt. Hierbei ist im Diagramm links unten zu sehen, dass das Verhältnis der Wärmeströme bereits relativ nahe an den Ma-

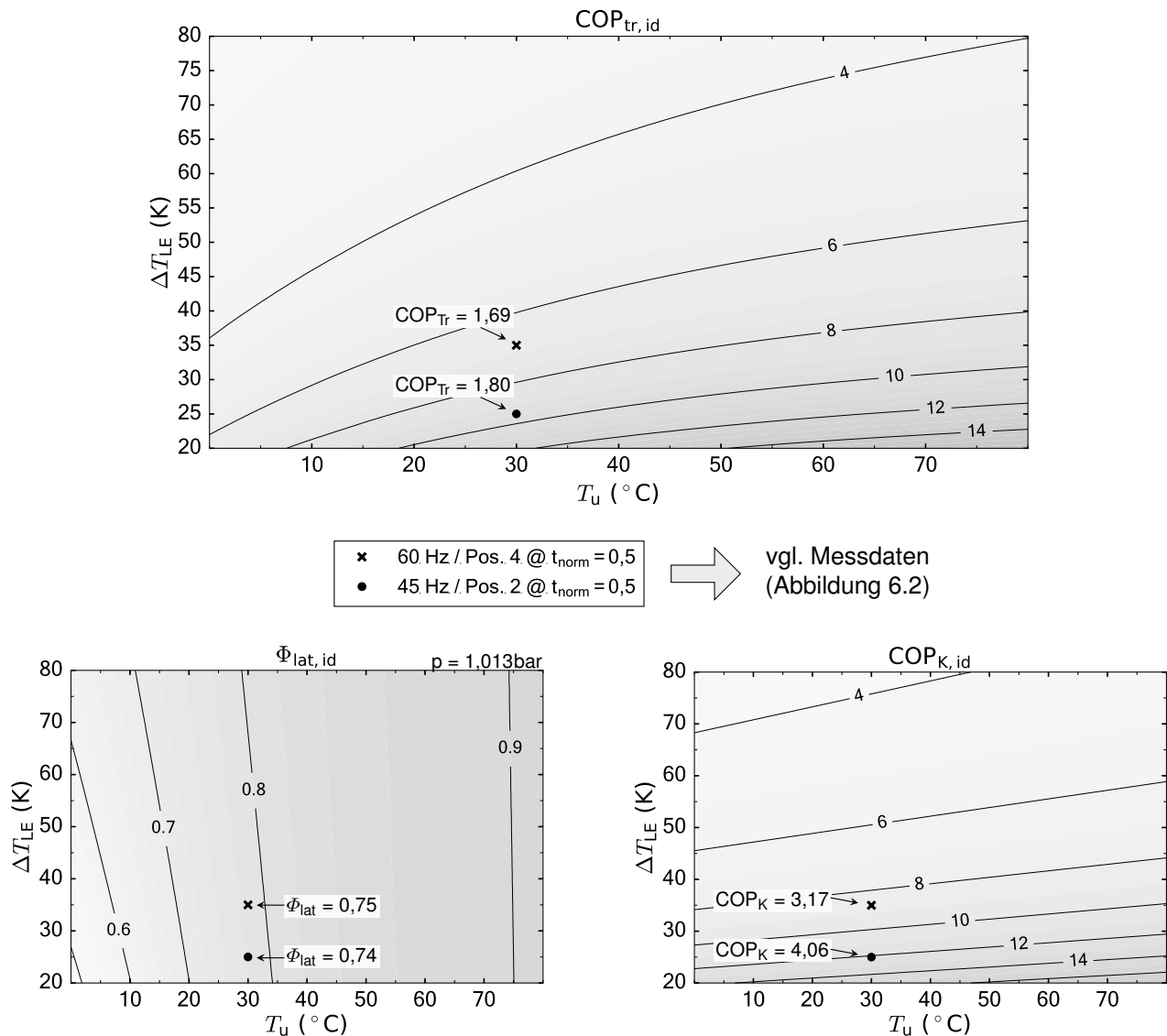


ABBILDUNG 6.3: Systemkenngrößen und Trocknungseffizienz COP_{Tr} eines idealen Wärmepumpentrockners in Abhängigkeit der Temperaturerhöhung und der kältesten Temperatur im Prozessluftkreislauf. Zusätzlich sind reale gemessene Werte für zwei Trocknungszyklen nach der Hälfte der Trocknungszeit gemäß Abbildung 6.2 dargestellt

ximalwert heranreicht. Grund dafür ist die hohe Luftfeuchtigkeit am Austritt der Wäschetrommel (vgl. auch Abbildung 5.6). Ein günstigeres höheres Temperaturniveau für T_u ist aufgrund der oberen Begrenzung des Saugdruckniveaus für die untersuchte Anlage nicht sinnvoll. Dahingegen liegt die auf die Kälteleistung bezogene Wärmepumpenleistungszahl deutlich unter der Hälfte des Idealwertes, wie das Diagramm rechts unten verdeutlicht (vgl. z.B. auch ϵ_{WP} in Tabelle 5.4). Dies lässt darauf schließen, dass der Wärmepumpenprozess ein größeres Optimierungspotenzial aufweist. An dieser Stelle sei erwähnt, dass die maximal erreichbare Wärmepumpenleistungszahl neben den realen, verlustbehafteten Komponenten auch vom eingesetzten Kältemittel abhängt. Alpögger (2018) zeigt beispielsweise eine ähnliche Betrachtung auf Basis vereinfachter Prozessrandbedingungen für verschiedene Kältemittel, welche für den Einsatz im Wärmepumpentrockner infrage kommen. Dabei wird deutlich, dass sich das Kältemittel CO_2 auch im Hinblick auf die Verlustmechanismen deutlich von üblichen HFKW-Kältemitteln unterscheidet und dass für eine faire Bewertung zwingend auch der dynamische Prozessverlauf berücksichtigt werden muss.

6.2 Energetische Analyse mittels Simulation

In der Thermodynamik ist Energie (En) die zentrale Größe, folglich ist eine Analyse der Energieströme bei vielen technischen, thermischen Systemen von großer Bedeutung. Auch beim Wärmepumpen-trockner bestimmen die auftretenden Energieströme das Betriebsverhalten und letztlich auch die erreichbare Systemeffizienz. Im vorangegangenen Abschnitt wurde verdeutlicht, dass Energieströme in die thermischen Massen und an die Umgebung ein schnelles Erreichen der Betriebstemperatur verzögern oder bestimmte Betriebspunkte erst gar nicht ermöglichen. Die Wärmeabgabe an die Umgebung sollte hierbei möglichst nur über den Kühler erfolgen, da dies mit einem Anstieg der auf die Kälteleistung bezogenen Wärmepumpenleistungszahl verbunden ist und somit die Trocknungseffizienz erhöht. Um die auftretenden Wärmeverluste zu analysieren, wird in diesem Abschnitt das vorgestellte detaillierte Systemmodell (siehe Abschnitt 5.5) verwendet. Die Berechnung der Energieströme auf Basis des validierten Modells lässt auf belastbare und plausible Informationen schließen. Der Aufwand für eine entsprechende detaillierte messtechnische Analyse wäre in diesem Zusammenhang als deutlich größer einzuschätzen bzw. gar nicht möglich.

Für die energetische Analyse wird das Kontrollvolumen um die gesamte Versuchsanlage gelegt (siehe Abbildung 6.4, links). Die dem System über den elektrischen Anschluss zugeführte Energie wird im Verlauf der Trocknung teilweise über die Systemgrenze an die Umgebung abgegeben. Dafür sind gemäß den Modellannahmen verschiedene Wege möglich und werden hier wie folgt zusammengefasst:

- **Kühler:** aktive Wärmeabgabe über den Stoffstrom Luft
- **Verdichter:** Wärmestrom über das Verdichtergehäuse (Konvektion und Strahlung)
- **Gehäuse:** Wärmestrom über die Gehäuseoberfläche (Konvektion) und Wärmeverlust durch Leckage der Prozessluft (Stoffstrom)

Ein Teil der zugeführten Energie verbleibt unmittelbar nach Ende des Trocknungsprozesses noch als sensible Wärme im System. Erst sukzessive gleicht sich die Temperatur einzelner Komponenten (Verdichter, Gehäuse, Wäsche etc.) dann an die Umgebungstemperatur an. Abbildung 6.4 (rechts) zeigt die Anteile der entsprechenden Energiemengen unmittelbar nach Trocknungsende gemäß den Simulationsergebnissen. Zusammen stellen sie die gesamte elektrische Energieaufnahme dar. Wie bereits bei der Modellkalibrierung in Abschnitt 5.5 werden die Randbedingungen 55Hz/Pos.3 zur Simulation des Trocknungsprozesses zugrunde gelegt.

Gemäß der Berechnung bleibt von der insgesamt zugeführten Energie – bei dem untersuchten Prozess in etwa 1,8kWh – zunächst ca. 26 % ($\cong 0,47\text{kWh}$) im System. Diese Energiemenge ist also notwendig, um den Trockner auf Betriebstemperatur zu bringen. Die restliche Energie (ca. 1,33kWh) wird während der Trocknung an die Umgebung abgegeben. Zur gesamten Energieabgabe trägt der Kühler zu ca. 42 % bei. Einen ähnlichen Beitrag leistet der Verdichter. Auf das Gehäuse entfällt knapp ein Viertel der gesamten Energieabgabe. Die Ergebnisse zeigen deutlich, dass der Kühler zwar einen wichtigen Beitrag zur Kühlung des Systems leistet, die auftretenden Wärmeverluste über Verdichter und Gehäuse aber ebenso signifikant dazu beitragen und somit das Systemverhalten maßgeblich beeinflussen.

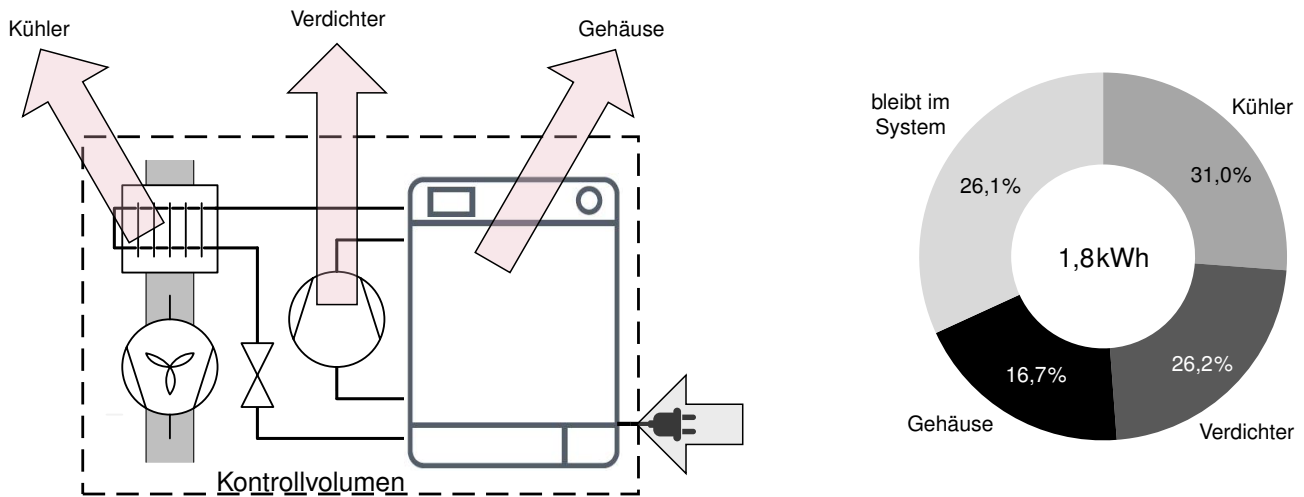


ABBILDUNG 6.4: Skizze zur Darstellung relevanter Energieströme über die Systemgrenze des Wärmepumpentrockners (links) und berechnete kumulierte Anteile inkl. der im System verbleibenden Energie unmittelbar nach Ende des Trocknungsprozesses (rechts)

Dabei muss auch beachtet werden, dass der Kühler nicht während der gesamten Trocknung aktiv ist. Bei den Wärmeverlusten trägt insbesondere der Verdichter gemäß den Berechnungen zu einem hohen Maße bei. Zwar wird der Wärmeverlust beim Verdichtermodell vermutlich leicht überschätzt (siehe Abschnitt 5.3), für hermetische Verdichter der im Wäschetrockner verwendeten Größenordnung ist allerdings ein signifikanter Wärmeverlust über das Verdichtergehäuse üblich. Z.B. berichten Tamma et al. (2011) von einer Wärmeabgabe bis zu 40% bezogen auf die elektrische Leistungsaufnahme. Außerdem spielt bei der untersuchten Versuchsanlage und somit auch den dargestellten Ergebnissen die spezielle Anordnung der Komponente außerhalb des Gehäuses eine Rolle. In einem Seriengerät wären die Wärmeverluste des Verdichters nicht sofort verloren, sondern würden teilweise zu einer Erwärmung des Gehäuses inkl. Wäschetrommel beitragen. Beim Trocknergehäuse halten sich Wärmeverluste durch Konvektion und über den Verlust der Prozessluft (Leckage) in etwa die Waage. Die konvektiven Wärmeverluste treten dabei im Wesentlichen an der heißen Rückwand des Trockners auf. Die im System bleibende Energie in Form von sensibler Wärme befindet sich unmittelbar nach Prozessende hauptsächlich im Verdichter und der Wäschetrommel inkl. trockener Wäsche mit jeweils knapp 20%. Die restliche Energiemenge verteilt sich auf das Gehäuse inkl. der elektrischen Antriebe, die Wärmeübertrager, Rohrleitungen und das Kältemittel.

Die modellbasierte Energieanalyse gibt Aufschluss über Energieverluste an die Umgebung, aber auch über Energieströme innerhalb des Systems. Es wird deutlich, dass der Kühler nicht allein für das Erreichen des thermischen Gleichgewichtszustandes verantwortlich ist. Wärmeverluste lassen sich zwar minimieren, jedoch nicht gänzlich vermeiden. Die Energiezufuhr des Wärmepumpentrockners fällt z.B. im Vergleich zu einem Kondensrockner bereits relativ gering aus. Deshalb spielen Wärmeverluste verhältnismäßig auch eine größere Rolle und beeinflussen somit auch in größerem Maße das Systemverhalten. Würde bei dem vorliegenden System eine Wärmeabgabe ausschließlich über den Kühler erfolgen, müsste dieser deutlich größer dimensioniert, oder an einer anderen Stelle im System platziert werden, um einen sicheren Betrieb der Anlage zu gewährleisten. Gleichzeitig wäre aber auch eine höhere Trocknungseffizienz möglich. Das Auftreten von signifikanten Wärmeverlust-

ten zieht gleichzeitig auch die Möglichkeit deren Nutzbarmachung nach sich. Da insbesondere der über die Verdichteroberfläche abgegebene Wärmestrom auf einem hohen Temperaturniveau zur Verfügung steht, könnte dieser nutzbringend für den Trocknungsprozess eingesetzt werden. Als Beispiel platzieren Honma et al. (2006) den Verdichter im Prozessluftkreislauf. Nachteilig ist dabei allerdings insbesondere der zusätzliche Strömungswiderstand im Luftkanal.

Abschließend sei an dieser Stelle erwähnt, dass die in Abbildung 6.4 dargestellten und hier diskutierten kumulierten Anteile der Wärmeverluste in Abhängigkeit der Wäschebeladung (d.h. Trocknungszeit), oder Betriebsweise (d.h. Betriebstemperatur) unterschiedlich ausfallen (vgl. Alpögger et al. 2016b). Das grundsätzliche Betriebsverhalten bleibt davon jedoch unberührt. Werden alle Komponenten im Trocknergehäuse untergebracht ergeben sich ebenso leicht veränderte Randbedingungen für das Auftreten der Wärmeverluste (Alpögger 2018).

6.3 Exergetische Analyse anhand von Messdaten

Die exergetische Betrachtung von thermischen Systemen ist ein häufig eingesetztes Werkzeug zur Verdeutlichung von thermodynamischen Verlusten und schließlich zur Ableitung und Bewertung von Verbesserungsvorschlägen. Im Bereich von technischen Anwendungen mit feuchter Luft (Ren et al. 2001), aber auch speziell für die wärmepumpenunterstützte (Wäsche-) Trocknung werden in der Literatur bereits mehrere Ansätze für exergetische Analysen beschrieben (z.B. Ganjehsarabi et al. 2014; Erbay und Hepbasli 2013; Colak und Hepbasli 2009a; Colak und Hepbasli 2009b; Coskun et al. 2009; Ceylan et al. 2007). Eine Neuerung in der vorliegenden Arbeit stellt die Wahl des sich zeitlich veränderlichen Referenzzustands für das geschlossene System, sowie die dynamische Betrachtung der verschiedenen exergetischen Kenngrößen dar. Diese werden in weiterer Folge motiviert und dargestellt. Definitionen und die Nomenklatur richtet sich dabei weitgehend nach Tsatsaronis (2007).

Wäsche trocknet bei Umgebungsbedingungen ohne äußeres Zutun. Die Umgebung stellt aufgrund des ungesättigten Luftzustands ein unerschöpfliches Potenzial für die Trocknung bereit. Erst wenn sich das Trockengut im stofflichen Gleichgewicht mit der Umgebung befindet, kommt der Prozess zum Erliegen. Im geschlossenen System „Wärmepumpentrockner“ stellt sich die Situation hingegen anders dar. Hier nimmt die Prozessluft nur solange Wasser aus der Wäsche auf, bis sie den Sättigungszustand erreicht. Es ist zusätzlich die Aktivierung des Wärmepumpenprozesses und die Umwälzung der Luft notwendig, damit die Wäsche kontinuierlich mit ungesättigter Luft in Kontakt kommt und somit der Trocknungsprozess voranschreitet. Hierfür muss dem System Arbeit (Exergie E) über den elektrischen Anschluss zugeführt werden. Diese wird dann sukzessive vollständig abgebaut, da der Trockner weder Nutzarbeit abgibt, noch speichert. Obwohl im Wärmepumpentrockner Energieumwandlung stattfindet, steht in erster Linie die Energiedienstleistung im Fokus. Aus diesem Grund kann keine aussagekräftige Definition des exergetischen Wirkungsgrades für die Gesamtanlage angegeben werden. Zweckmäßiger ist es, die aufgewendete Exergie je Serviceeinheit – z.B. eine getrocknete Wäscheladung – zu betrachten und möglichst zu reduzieren. Zudem können aber auch Exergieströme im Trockner analysiert und exergetische Kenngrößen zur Bewertung einzelner Komponenten bestimmt werden, um die wahren thermodynamischen Verluste durch irreversible Prozesse wie z.B. Wärme-

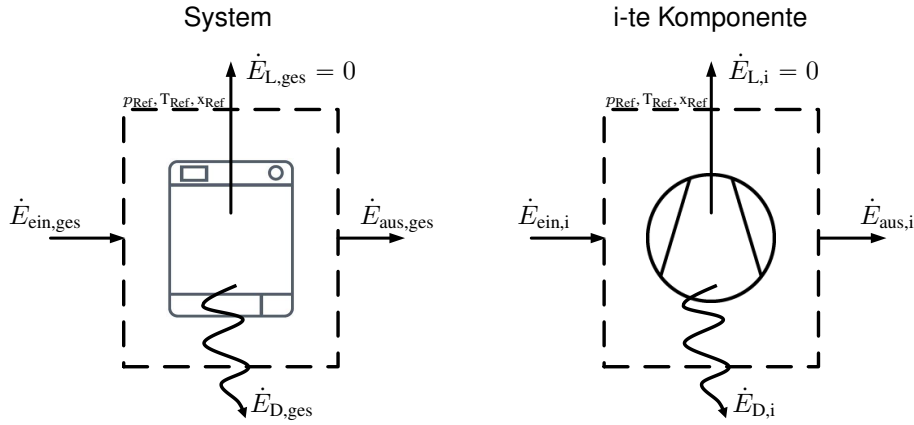


ABBILDUNG 6.5: Exergiebilanz für das gesamte System und einzelne Komponenten

übertragung bei endlicher Temperaturdifferenz, oder der Drosselung im EXV zu verdeutlichen. Diese bleiben bei einer Energieanalyse wie in Abschnitt 6.2 unberücksichtigt (vgl. Bejan et al. 1996; Bejan 2006). Für den gesamten Wärmepumpentrockner (Index: ges) und die einzelnen Komponenten (Index: i) kann folgende Exergiebilanz aufgestellt werden (siehe Abbildung 6.5):

$$\dot{E}_{\text{ein}} - \dot{E}_{\text{aus}} = \dot{E}_{\text{D}} + \dot{E}_{\text{L}} \quad (6.6)$$

Die Differenz der Ströme aus zu- (\dot{E}_{ein}) und abgeführter Exergie (\dot{E}_{aus}) entspricht der Summe aus Exergievernichtung \dot{E}_{D} und Exergieverlust \dot{E}_{L} . Exergievernichtung tritt bei irreversiblen Prozessen innerhalb der Systemgrenzen auf. Exergieverlust umfasst alle Exergieströme, die aus dem System bzw. aus der Komponente an die Umgebung abgegeben und nicht mehr genutzt werden. Beispiel hierfür ist ein Wärmestrom, der bei einem Temperaturniveau $T \neq T_{\text{Ref}}$ die Systemgrenze passiert. In weiterer Folge werden Exergieverluste nicht weiter berücksichtigt ($\dot{E}_{\text{L}} = 0$) und vollständig der Exergievernichtung zugeschrieben, da die Systemgrenze bei Referenzbedingungen gesetzt wird (siehe Abbildung 6.5). Der Referenzzustand (Index: Ref) wird in dieser Arbeit abhängig vom Betriebszustand des Trocknungsprozesses gewählt und ist somit zeitlich nicht konstant. Er liegt bei 100% relativer Luftfeuchte, Feuchtkugelttemperatur der Trommeleintrittsbedingung und Umgebungsdruck. Dieser Luftzustand stellt sich in etwa im gesamten Prozessluftkreislauf ein, sollte zu einem beliebigen Zeitpunkt im Trocknungsprozess die Exergiezufuhr eingestellt werden. Die Trocknung kommt dann zum Erliegen. Dabei ist unerheblich, welche Temperatur und Feuchte die den Trockner umgebende Luft im Aufstellraum besitzt. Wie oben erläutert, gilt für den gesamten Trockner und die einzelnen Komponenten:

$$\dot{E}_{\text{aus,ges}} = 0 \quad \dot{E}_{\text{ein,ges}} = \dot{E}_{\text{D,ges}} \quad \dot{E}_{\text{D,ges}} = \sum_i \dot{E}_{\text{D,i}} \quad (6.7)$$

Für die Analyse der Komponenten werden nachfolgend die Bewertungsgrößen Exergievernichtigungsquotient y_{D} und der exergetische Wirkungsgrad ε untersucht (vgl. Tsatsaronis 1999).

$$y_{\text{D,i}} = \frac{\dot{E}_{\text{D,i}}}{\dot{E}_{\text{D,ges}}} \quad \varepsilon_i = \frac{\dot{E}_{\text{P,i}}}{\dot{E}_{\text{F,i}}} \quad (6.8)$$

Zur Berechnung des exergetischen Wirkungsgrades ist für jede Komponente eine aus thermodynamischer Sicht sinnvolle, objektive Definition des exergetischen Nutzens \dot{E}_P und des exergetischen Aufwandes \dot{E}_F zu finden. Dafür muss die mittels Stoffstrom transportierte Exergie bestimmt werden. Für das Kältemittel gilt der allgemeine Ansatz (z.B. Weigand et al. 2013) wie folgt:

$$e_{KM} = (h - h_{Ref}) - T_{Ref}(s - s_{Ref}) \quad (6.9)$$

Hierbei handelt es sich um die physikalische Exergie des Kältemittels (Tsatsaronis 2007), welche sich in Temperatur- und Druckunterschieden zum Referenzzustand begründet. Bei der Prozessluft als Gemisch aus trockener Luft und Wasserdampf ändert sich zusätzlich auch die Zusammensetzung. Deshalb muss hier noch jener Anteil der Exergie berücksichtigt werden, welcher sich aufgrund der unterschiedlichen Wasserbeladung hinsichtlich des Referenzzustandes ergibt. Dieser Anteil wird in Tsatsaronis (2007) als nicht-reaktive chemische Exergie bezeichnet. Für das Idealgasgemisch aus trockener Luft und Wasserdampf lässt sich die Exergie je Kilogramm trockener Luft nach Bejan (vgl. 2006, S. 215 ff.) wie folgt berechnen:

$$\begin{aligned} e_L = (cp_{t.L.} + xcp_{Da}) \left[T - T_{Ref} - T_{Ref} \ln \left(\frac{T}{T_{Ref}} \right) \right] + \\ (1 + 1,608x) R_L T_{Ref} \ln \left(\frac{p}{p_{Ref}} \right) + \\ R_L T_{Ref} \left[(1 + 1,608x) \ln \left(\frac{1 + 1,608x_{Ref}}{1 + 1,608x} \right) + 1,608x \ln \left(\frac{x}{x_{Ref}} \right) \right] \quad (6.10) \end{aligned}$$

mit: $\frac{R_{Da}}{R_{t.L.}} \approx 1,608$

In Gl. (6.10) stellen die einzelnen Terme den thermischen, mechanischen und (nicht-reaktiven) chemischen Anteil der Exergie von Luft dar. Die berechneten isoexergetischen Linien sind in Abbildung 6.6 für unterschiedliche Referenzzustände (Ref) dargestellt. Hierbei wird im linken Mollier- h,x -Diagramm deutlich, dass bei einer Wäschetrocknung an der Umgebung (z.B. Wäscheleine) bei 23°C und 55% relativer Feuchte die Umgebungsluft bereits ein nutzbares Potenzial zur Trocknung aufweist. Als Trocknungspotenzial gilt hierbei die Differenz des Wassergehaltes Δx zwischen Trocknungsluft (Umg) und Referenzzustand (Ref). Der Referenzpunkt liegt wie bereits erwähnt bei Feuchtkugelmitteltemperatur und 100% relativer Luftfeuchte. Im Wäschetrockner mit geschlossenem Prozessluftkreislauf muss hingegen ständig Exergie aufgewendet werden, um ein Trocknungspotenzial aufrecht zu erhalten. Die beiden dargestellten Punkte ' und ' ' im rechten Diagramm zeigen beispielhaft zwei unterschiedliche Eintrittsbedingungen in die Wäschetrommel mit jeweils gleichem Referenzzustand. Dabei wird deutlich, dass der Exergieaufwand $\Delta e = (e - e_{Ref})$ mit dem Trocknungspotenzial $\Delta x = (x_{Ref} - x)$ überproportional ansteigt:

$$\frac{\Delta e'}{\Delta x'} = \frac{0,81}{0,009} \approx 90 \quad > \quad \frac{\Delta e''}{\Delta x''} = \frac{3,15}{0,017} \approx 180 \quad [\text{kJ/kg}_{wa}] \quad (6.11)$$

Hierbei müssen mit der Eintrittsbedingung ' ca. 90kJ Exergie zur Entfernung von einem kg Wasser

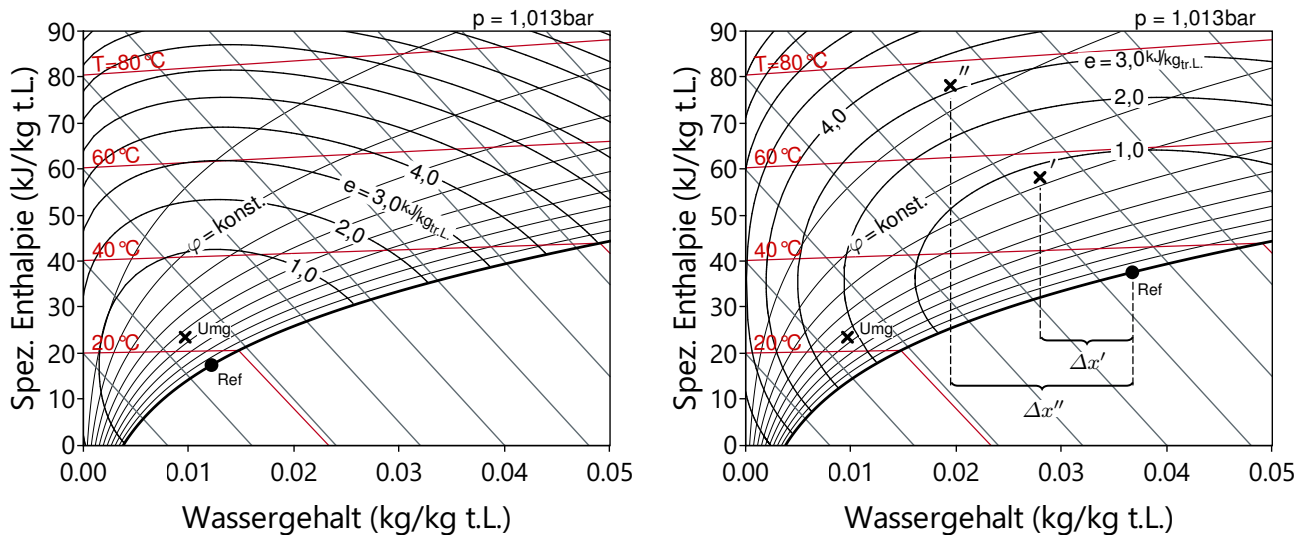


ABBILDUNG 6.6: Mollier-h,x-Diagramm für feuchte Luft mit isoexergetischen Linien für zwei unterschiedliche Referenzzustände: Referenzzustand bezogen auf Umgebungsbedingungen (links) und auf im Wärmepumpentrockner mögliche Trommeleintrittsbedingungen (' und ''), rechts

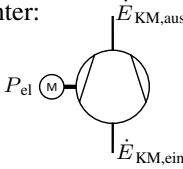
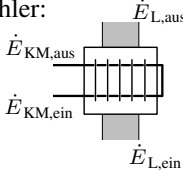
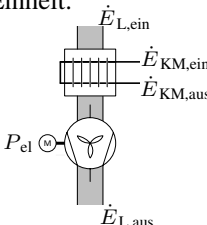
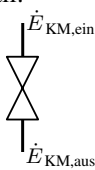
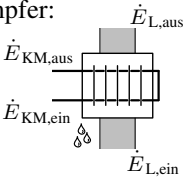
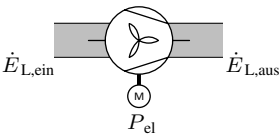
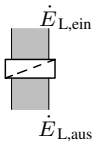
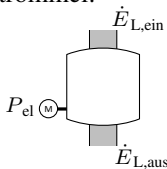
aufgewendet werden, um die Luft am Trommelaustritt wieder „aufzuladen“. Vorausgesetzt wird dabei, dass die Luft am Austritt der Trommel den Referenzzustand besitzt. Mit der Eintrittsbedingung '' ist bereits ca. die doppelte Menge an Exergie für den gleichen Nutzen notwendig. Dies bestätigt die Erläuterungen in Abschnitt 6.1 und es wird verdeutlicht, dass große Potenzialunterschiede in der Regel zu vermehrten thermodynamischen Verlusten führen. An dieser Stelle sei auch erwähnt, dass bei gleichem Massenstrom trockener Luft im Falle der Eintrittsbedingung '' wesentlich schneller getrocknet werden kann.

Der Aufwand \dot{E}_F bzw. Nutzen \dot{E}_P zur Bestimmung des exergetischen Wirkungsgrades (siehe Gl. 6.8), aber auch die Beschreibung der Exergievernichtung \dot{E}_D sind in Tabelle 6.1 für die untersuchten Komponenten des Wärmepumpentrockners dargestellt. Hierbei ist zu beachten, dass in einigen Systemkomponenten lediglich Exergie vernichtet wird und sich dadurch kein produktiver Effekt in Form eines exergetischen Nutzens definieren lässt. Im Wärmepumpentrockner sind dies:

- Expansionsventil
- Druckverluste Luftkreislauf

Diese sogenannten dissipativen Komponenten (Bejan et al. 1996) dienen in ihrer Funktion mindestens einer anderen Systemkomponente. Für den Wäschetrockner als Energiedienstleistungsanlage sind außerdem spezielle Annahmen für die exergetische Bewertung einzelner Komponenten notwendig. Insbesondere betrifft dies die Betrachtung der Kühler-Einheit (Kühler und Kühlluftgebläse) und die Wäschetrommel. Die Kühler-Einheit stellt die wesentliche Interaktion zwischen Trockner und der umgebenden Luft dar. Der Exergie-Referenzpunkt ist zeitlich variabel und ändert sich mit dem Luftzustand am Trommeleintritt, d.h. mit den Bedingungen im Prozessluftkreislauf. Dahingegen bleibt der Zustand der Umgebungsluft konstant. Wird die spezifische Exergie der Umgebungsluft nach Gl. (6.10) für einen Trocknungsprozess berechnet, ergibt sich ein zeitlich veränderliches exergetisches Potenzial ungleich Null. Durch die Annahme eines idealisierten, geschlossenen Prozessluftkreislaufs interagiert die Umgebungsluft nicht direkt mit dem Trocknungsprozess. Aus diesem Grund kann der letzte Term

TABELLE 6.1: Definition des exergetischen Nutzens und Aufwands, sowie die Beschreibung der Exergievernichtung für einzelne Komponenten des Wärmepumpentrockners

Komponente	Ex. Nutzen \dot{E}_P	Ex. Aufwand \dot{E}_F	Exergievernichtung \dot{E}_D
Verdichter: 	$\dot{E}_{KM,aus} - \dot{E}_{KM,ein}$	P_{el}	$\left(\dot{E}_{KM,aus} - \dot{E}_{KM,ein} \right) \frac{P_{el}}{P_{el} - \dot{E}_{KM,aus} + \dot{E}_{KM,ein}}$
Gaskühler: 	$\dot{E}_{L,aus} - \dot{E}_{L,ein}$	$\dot{E}_{KM,ein} - \dot{E}_{KM,aus}$	$\left(\dot{E}_{KM,ein} - \dot{E}_{KM,aus} \right) - \left(\dot{E}_{L,aus} - \dot{E}_{L,ein} \right)$
Kühler-Einheit: 	– oder $\left(\dot{m} \int e_{KM} \cdot dx \right)$	P_{el}	$\dot{E}_{KM,ein} - \dot{E}_{KM,aus} + \frac{P_{el}}{\dot{E}_{KM,ein} - \dot{E}_{KM,aus}}$
Expansionsventil: 	–	$\dot{E}_{KM,ein} - \dot{E}_{KM,aus}$	$\dot{E}_{KM,ein} - \dot{E}_{KM,aus}$
Verdampfer: 	$\dot{E}_{L,aus} - \dot{E}_{L,ein}$	$\dot{E}_{KM,ein} - \dot{E}_{KM,aus}$	$\left(\dot{E}_{KM,ein} - \dot{E}_{KM,aus} \right) - \left(\dot{E}_{L,aus} - \dot{E}_{L,ein} \right)$
Prozessluftgebläse: 	$\dot{E}_{L,aus} - \dot{E}_{L,ein}$	P_{el}	$P_{el} - \left(\dot{E}_{L,aus} - \dot{E}_{L,ein} \right)$
Druckverluste Luftkreislauf: 	–	$\dot{E}_{L,ein} - \dot{E}_{L,aus}$	$\dot{E}_{L,ein} - \dot{E}_{L,aus}$
Wäschetrommel: 	$\dot{E}_{L,ein} - \dot{E}_{L,aus}$	$P_{el} + \dot{E}_{L,ein}$	$P_{el} + \dot{E}_{L,ein} - \dot{E}_{L,aus}$

in Gl. (6.10) (Exergie-Anteil aufgrund der Zusammensetzung) vernachlässigt werden. Insbesondere die thermische Exergie ist bei der Interaktion mit der Kühler-Einheit allerdings von Bedeutung. Wird bei der untersuchten Versuchsanlage das Kühlluftgebläse aktiviert, liegt die aktuelle Referenztemperatur deutlich über der Umgebungstemperatur von 23 °C. Wenn dann Umgebungsluft durch die Kühler-Einheit strömt, wird das Kältemittel unter die aktuelle Referenztemperatur abgekühlt, wodurch die Umgebung Exergie an den Kältemittelkreislauf abgibt. Die Abkühlung des Kältemittels unter Referenztemperatur führt also zu einer Exergieerhöhung im Kältemittelkreislauf und die damit verbundene erhöhte spezifische Verdampferleistung auch zu einem effizienteren Gesamtprozess. Die Nutzung dieses frei verfügbaren Potenzials der Umgebung wirkt sich allerdings gleichzeitig auf die Lage des Referenzpunktes aus, sodass dieser sich hin zu geringerer Temperatur und somit Richtung Umgebungstemperatur bewegt. Dies verringert wiederum das verfügbare Potenzial der Umgebung. Für die Kühler-Einheit werden in Tabelle 6.1 zwei unterschiedliche Betrachtungsweisen hinsichtlich des exergetischen Nutzens vorgeschlagen. Vereinfacht kann diese als dissipative Komponente ($\dot{E}_P = 0$) betrachtet werden. Alternativ kann die Änderung der Exergie des Kältemittels zwischen Ein- und Austritt als Nutzen aufgefasst werden. Dabei ist es möglich, dass das Kältemittel im Kühler die Referenztemperatur durchschreitet. Aus diesem Grund muss die Änderung der Exergie entlang der Kältemittelströmung aufsummiert werden. Letztere Betrachtungsweise ermöglicht die Berechnung eines exergetischen Wirkungsgrades für die Kühler-Einheit und wird in weiterer Folge als alternative Bewertung zusätzlich dargestellt. Neben der Kühler-Einheit stellt insbesondere die Wäschetrommel aus exergetischer Sicht einen Sonderfall dar (durch * gekennzeichnet). Die Exergievernichtung in dieser Komponente wird luftseitig v.a. durch den Eintrittszustand bestimmt, welcher idealerweise möglichst nahe am Referenzpunkt liegt (vgl. Abbildung 6.6, rechts). Im realen Gerät werden jedoch abweichende Bedingungen angestrebt, insbesondere um eine schnellere Trocknung zu erreichen. Dabei wird auch eine höhere Exergievernichtung in Kauf genommen. Um den Nutzen des Geräts, d.h. die Trocknung zu gewährleisten, sollte die luftseitige Exergievernichtung dann auch möglichst in der Trommel stattfinden und die Luft am Austritt den Referenzzustand ($e_L = 0$) einnehmen. Vereinfacht könnte die Wäschetrommel als dissipative Komponente betrachtet werden. Abweichend wird in dieser Arbeit allerdings die luftseitige Exergievernichtung unter Vorbehalt sogar als Nutzen betrachtet (in Tabelle 6.1 farblich markiert), um die Trocknung als Nutzen hervorzuheben. Dies ermöglicht auch die Bildung eines exergetischen Wirkungsgrades. Für eine differenzierte exergetische Bewertung der Wäschetrommel wird nachfolgend zusätzlich zu Tabelle 6.1 in *Trommelantrieb* und *Luft* unterschieden. Dadurch kann der Prozess der Luftbefeuchtung auch isoliert exergetisch bewertet werden:

$$\text{Trommelantrieb: } \dot{E}_P = - \quad \dot{E}_F = P_{el} \quad \dot{E}_D = P_{el} \quad (6.12)$$

$$\text{Luft: } \dot{E}_P = \dot{E}_{L,ein} - \dot{E}_{L,aus} \quad \dot{E}_F = \dot{E}_{L,ein} \quad \dot{E}_D = \dot{E}_{L,ein} - \dot{E}_{L,aus} \quad (6.13)$$

Die durch Druckverluste im Luftkreislauf resultierende Exergievernichtung tritt an verschiedenen Stellen auf (z.B. Umlenkungen, Wärmeübertrager, Filter, etc.). Vereinfacht wird der gesamte Druckverlust zusammengefasst und dem Filter zugeschrieben.

Die Ergebnisse der exergetischen Analyse werden nachfolgend auf Basis von Messdaten einer Trocknung mit den Randbedingungen 55Hz/Pos.3 dargestellt und diskutiert. Dieser Trocknungsprozess wurde auch für die Modellvalidierung des Gesamtsystems in Abschnitt 5.5 verwendet und die entsprechenden Randbedinngen auch bei der simulativen Energieanalyse in Abschnitt 6.2 herangezogen. Die Messunsicherheit wird hier aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht zusätzlich dargestellt, außerdem werden Steuerungselektronik und Kondensatpumpe in der Betrachtung vernachlässigt. Die allgemeinen Erkenntnisse lassen sich auf alle untersuchten Trocknungen übertragen. Zunächst zeigen Abbildung 6.7 die Exergievernichtung für die einzelnen Komponenten über die normierte Trocknungszeit und Tabelle 6.2 die oben erläuterten exergetischen Kenngrößen gemittelt für den gesamten Trocknungsprozess. Dabei ergibt sich in Abbildung 6.7 grob die insgesamt dem Trockner zugeführte elektrische Leistung aus der Summe der Exergievernichtungsströme aller Komponenten. Zusammen mit der Wäschetrommel, bei der die Exergievernichtung gesondert bewertet werden muss, stellt der Verdichter den größten Beitrag hinsichtlich thermodynamischer Verluste (27,6%), obwohl dieser mit knapp 60% bereits einen vergleichsweise hohen exergetischen Wirkungsgrad besitzt. Dies unterstreicht die Schlüsselrolle, die dem Verdichter im Gesamtprozess zukommt. Wie bei der Modellierung des Verdichters (4.3) angedeutet wird, ist dieser ein komplexes System aus elektrischen, mechanischen und thermischen Prozessen, die sich gegenseitig beeinflussen. Die Optimierung bei Sicherstellung einer hohen Zuverlässigkeit und geringer Kosten ist eine große Herausforderung. Nach dem Verdichter bewegen sich die thermodynamischen Verluste von Gaskühler (0,16kWh), Verdampfer (0,22kWh), Expansionsventil (0,18kWh) und Prozessluftgebläse (0,18kWh) in einer vergleichbaren Größenordnung. Bei den Wärmeübertragern hängen die thermodynamischen Verluste in erster Linie von der mittleren Temperaturdifferenz bei der Wärmeübertragung $\Delta\bar{T}$ ab. Für den Verdampfer kann diese z.B. wie folgt angenähert werden:

$$\Delta\bar{T} = \left(\frac{T_{L,ein} - T_{L,aus}}{2} \right) - \left(\frac{h_{KM,aus} - h_{KM,ein}}{s_{KM,aus} - s_{KM,ein}} \right) \quad (6.14)$$

Im Mittel gilt für den untersuchten Prozess $\Delta\bar{T}_{GK} = 12,9$ und $\Delta\bar{T}_{Verd} = 16,1$. Die erreichten Temperaturdifferenzen hängen dabei von den Stoffeigenschaften, den geometrischen Randbedingungen der Wärmeübertrager, aber auch von den Betriebsbedingungen ab. So wirkt sich insbesondere die im Laufe des Prozesses zunehmende Kältemittelüberhitzung im Verdampfer negativ auf die mittlere Temperaturdifferenz aus. Im Gaskühler erlaubt die transkritische Prozessführung eine Annäherung der mittleren Temperaturen, wodurch die Komponente gegenüber dem Verdampfer etwas besser abschneidet. Die Verluste im Expansionsventil hängen von den Stoffeigenschaften bei der Expansion ab und sind insbesondere bei transkritischen Prozessen mit dem Kältemittel CO₂ verhältnismäßig groß (Kim et al. 2004). Ansätze zur Minimierung dieser Verluste sind beispielsweise der Einsatz von Ejektoren (Lucas 2015) oder arbeitsleistenden Expandern (z.B. Zhang et al. 2007; Tian et al. 2010; Czapla et al. 2016). Beim Prozessluftgebläse treten Verluste sowohl im eingesetzten elektrischen Antrieb, als auch im Schaufelkanal auf. Die thermodynamischen Verluste aufgrund der Druckverluste im Prozessluftkreislauf und der Kühler-Einheit spielen eine untergeordnete Rolle. Auf sie fallen ca. 5% der gesamten Exergievernichtung. Die Wäschetrommel stellt wie erwähnt einen Sonderfall dar.

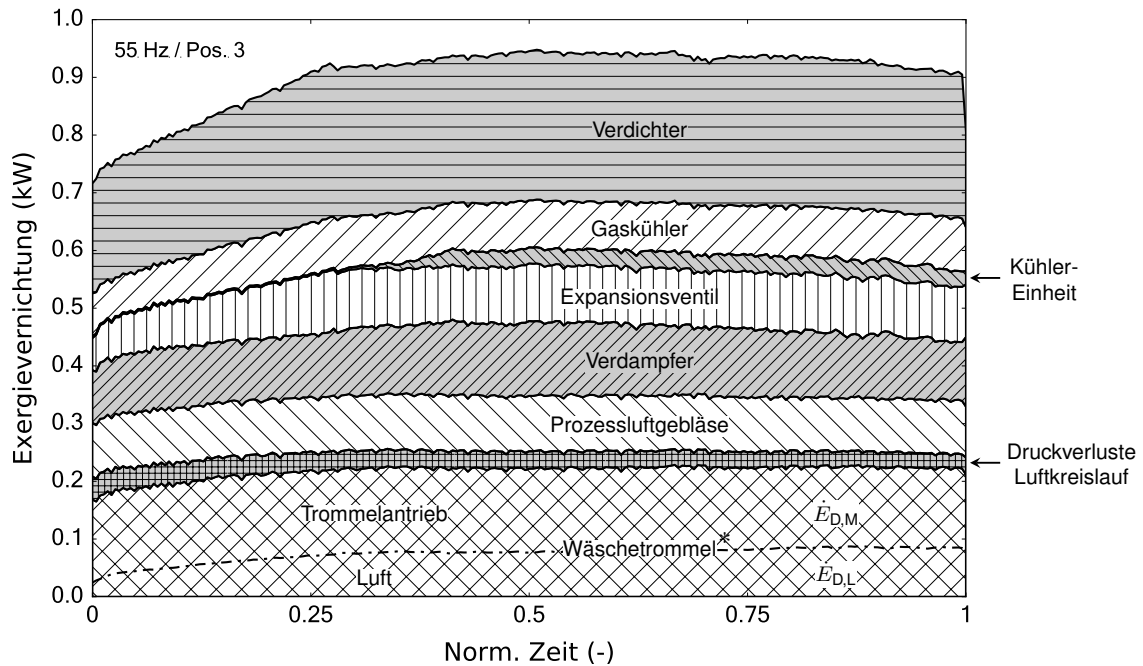


ABBILDUNG 6.7: Exergievernichtung der einzelnen Komponenten über die normierte Trocknungszeit

TABELLE 6.2: Exergetische Kenngrößen für den Wärmepumpentrockner (55Hz / Pos.3)

Komponente	E_D (kWh)	y_D (%)	ε (%)
Verdichter	0,48	27,6	59,7
Gaskühler	0,16	9,2	39,0
Kühler-Einheit	0,04	2,0	– / 8,9
Expansionsventil	0,18	10,5	–
Verdampfer	0,22	12,7	14,1
Prozessluftgebläse	0,18	10,5	23,9
Druckverluste Luftkreislauf	0,06	3,3	–
Wäschetrommel*	0,42	24,1	59,7
- Trommelantrieb	0,28	15,9	–
- Luft	0,14	8,2	98,6
Gesamtsystem	1,75	100	–

Insgesamt tritt ca. ein Viertel der gesamten Exergievernichtung in dieser Komponente auf. Davon entfallen ein Drittel auf die Zustandsänderung der Luft im Trocknungsprozess ($\dot{E}_{D,L}$) und wird für eine zügige Trocknung in Kauf genommen. Dieser Prozess läuft sogar sehr effizient ab, d.h. die Luft verlässt die Trommel annähernd gesättigt und bei Kühlgrenztemperatur (vgl. Abbildung 5.6). Dies führt zu einem hohen Wirkungsgrad von annähernd 99% bei der Befeuchtung. Zwei Drittel sind dagegen auf den Trommelantrieb $\dot{E}_{D,M}$ zurückzuführen und möglichst zu vermeiden. Insgesamt ergibt sich für die Trommel somit ein exergetischer Wirkungsgrad von rund 60%. Die Rotation der Trommel beeinflusst hierbei natürlich die Befeuchtung, die entsprechenden Wechselwirkungen werden in dieser Arbeit nicht weiter untersucht.

Wie bereits bei der Systemanalyse in Abschnitt 6.1 deutlich wurde, ist insbesondere im Wärmepumpenprozess ein signifikantes Potenzial zur Effizienzsteigerung vorhanden. Für die Untersuchung einer energetischen Optimierung sind in Tabelle 6.2 vor allem jene Komponenten von Interesse, welche einen hohen Exergievernichtungsquotienten (y_D) aufweisen und gleichzeitig einen geringen exergetischen Wirkungsgrad (ε) besitzen. Auch hohe Beiträge zur Exergievernichtung von dissipativen Komponenten sollten hinterfragt werden. Es zeigt sich, dass im Wärmepumpenprozess vor allem bei Verdichter, Verdampfer und Expansionsventil die größten Verluste auftreten. Insbesondere deutet der geringe exergetische Wirkungsgrad beim Verdampfer auf ungünstige Verhältnisse bei der Wärmeübertragung hin. Zur Verringerung der Verluste im Expansionsventil wäre beispielsweise der Einsatz eines Ejektors oder Expanders zweckmäßig. Außerdem erscheint die Nutzung eines internen Wärmeübertragers IHX in diesem Zusammenhang als sinnvoll. Dessen Effekte im Kältemittelkreislauf sind bekannt und wurden hinreichend untersucht (z.B. Domanski et al. 1994; Schrey 2003). Für den transkritischen CO₂-Prozess wird im allgemeinen eine Effizienzsteigerung herbeigeführt. Durch eine höhere Sauggastemperatur steigen zwar die Verluste im Verdichter an, allerdings werden diese durch die Verringerung der Verluste im Expansionsventil durch die geringere Eintrittstemperatur in aller Regel mehr als ausgeglichen (Kim et al. 2004). Findet die Überhitzung des Kältemittels vollständig im IHX statt, so können auch die thermodynamischen Verluste im Verdampfer aufgrund günstiger Wärmeübergangseigenschaften des zweiphasigen Fluides verringert werden. Wenn die Überhitzung des Kältemittels vor dem Verdichter durch den IHX allgemein reduziert wird, reduziert sich dadurch allerdings auch die Verdichter-Austrittstemperatur, was für den Trocknungsprozess nachteilig sein kann. Eine ausführlichere Diskussion und messtechnische Analyse für den untersuchten Wärmepumpentrockner mit IHX findet sich in Abschnitt 7.1. Neben dem Wärmepumpenprozess tritt beim Trocknungsprozess vor allem im Prozessluftgebläse ein geringer Wirkungsgrad auf (knapp 24 %). Bei der Wäschetrommel sind unerwünschte thermodynamische Verluste fast ausschließlich auf den elektrischen Trommelantrieb zurückzuführen. Dieser gewährleistet durch die Rotation einen gleichmäßigen und effizienten Trocknungsprozess, bietet aber auch einen potenziell wichtigen Ansatzpunkt für die Verbesserung der Systemeffizienz.

Die Wäschetrocknung auf der Leine ist ohne Arbeitsaufwand zu realisieren. Im Gegensatz dazu muss einem Wärmepumpentrockner stets Arbeit zugeführt werden. Dies gilt selbst für ein idealisiertes System, wie in Abschnitt 6.1 gezeigt wurde. Die dargestellte Exergieanalyse des Wärmepumpentrockners verdeutlicht und quantifiziert die thermodynamischen Verluste und gibt somit Anhaltspunkte für die Verbesserung des Systems. Dabei muss dieses stets als Gesamtheit betrachtet werden, da die Exergievernichtung in den einzelnen Komponenten nicht unabhängig voneinander auftritt. D.h. die Verbesserung einer Komponente kann sich negativ auf eine andere Komponente auswirken und möglicherweise die Systemeffizienz insgesamt verringern. Zur Berechnung der oben dargestellten, in Kauf genommenen Exergievernichtung in der Wäschetrommel, wird diese als adiabate Komponente betrachtet. Diese Annahme ist auf Basis der in Abschnitt 6.2 durchgeführten energetischen Analyse vertretbar. Andernfalls müsste die Exergievernichtung in der Trommel um einen unerwünschten Anteil – aufgrund von Wärmeverlusten – erweitert werden.

Nach der Analyse des untersuchten Wärmepumpentrockners werden in diesem Kapitel Optimierungsansätze anhand von Mess- und Simulationsergebnissen diskutiert und verifiziert. Dabei werden zwei grundlegend verschiedene Ansätze unabhängig voneinander untersucht. Der erste Ansatz zielt auf eine verbesserte Systemtopologie durch Verwendung eines internen Wärmeübertragers (IHX) – d.h. die Hardware des Trockners – ab. Als zweite Maßnahme wird eine optimierte Betriebsstrategie anhand der vorgestellten Systemmodelle berechnet und somit die Steuerung, d.h. Software des Trockners optimiert. Je Optimierungsansatz erfolgt eine experimentelle Überprüfung an der Versuchsanlage und ein Vergleich mit der Standardkonfiguration bzw. Standardbetriebsweise. Dabei wird für eine bestimmte Trocknungsgeschwindigkeit überprüft, inwieweit die Leistungsdaten im Pareto-Optimum in Abbildung 3.5 noch verbessert werden können.

7.1 Interner Wärmeübertrager (Hardware)

Für die Anwendung bei Wärmepumpen-Wäschetrocknern berichtet bereits Schrey (2003) von Effizienzgewinnen durch einen IHX, wobei auch das Kältemittel CO_2 verwendet wird. Im Gegensatz zur hier vorliegenden Versuchsanlage untersucht er jedoch ein Gewerbegerät bei dem zur aktiven Wärmeabgabe der Prozessluftkreislauf offen ausgeführt ist. Nach eingehender simulativer Analyse verschiedener Systemtopologien – darunter auch der Einsatz eines Niederdrucksammlers (vgl. Alpögger et al. 2016b) – wird für den hier vorgestellten Wärmepumpentrockner die Anordnung des IHX zwischen Verdampfer und Verdichter auf der Niederdruckseite bzw. Gaskühler und Kühler auf der Hochdruckseite vorgeschlagen (siehe Abbildungen 7.1 und 7.2). Durch die zahlreichen Wechselwirkungen im System ergeben sich Auswirkungen auf den gesamten Trocknungsprozess. Die vorgeschlagene Konfiguration lässt Verbesserungen erwarten, welche insbesondere auf den erhöhten Wärmeübergang auf der Kältemittelseite im Verdampfer zurückzuführen sind. Dadurch nähern sich die Temperaturniveaus von Prozessluft und Kältemittel in dieser Komponente an. D.h. bei konstanter Temperaturspreizung ΔT_{LE} der Luft, muss der Verdichter einen geringeren Druckhub leisten und die Leistungszahl COP_K der Wärmepumpe steigt. Gemäß der Erkenntnisse aus Kapitel 6 würde somit das vorhandene Potenzial im Bereich der Wärmepumpeneffizienz teilweise gehoben. Weiterer wesentlicher Effekt des IHX ist die zusätzliche Kühlung des Kältemittels nach dem Gaskühler. Dadurch steht im Kühler nur mehr eine geringere Temperatur für die Wärmeabgabe d.h. Kühlung des Systems zur Verfügung. Das Kühlluftgebläse muss demzufolge im Mittel mit einer höheren Leistung betrieben werden.

Experimenteller Nachweis und Vergleich mit Standardkonfiguration

Um die energetischen Verbesserungen zu verifizieren, wird die in Abbildung 7.1 dargestellte Konfiguration an der Versuchsanlage realisiert. Hierfür wird ein Plattenwärmeübertrager der Firma Alfa Laval (AXP10) verbaut. Für den geänderten Versuchsaufbau ist auch eine angepasste Kältemittel-

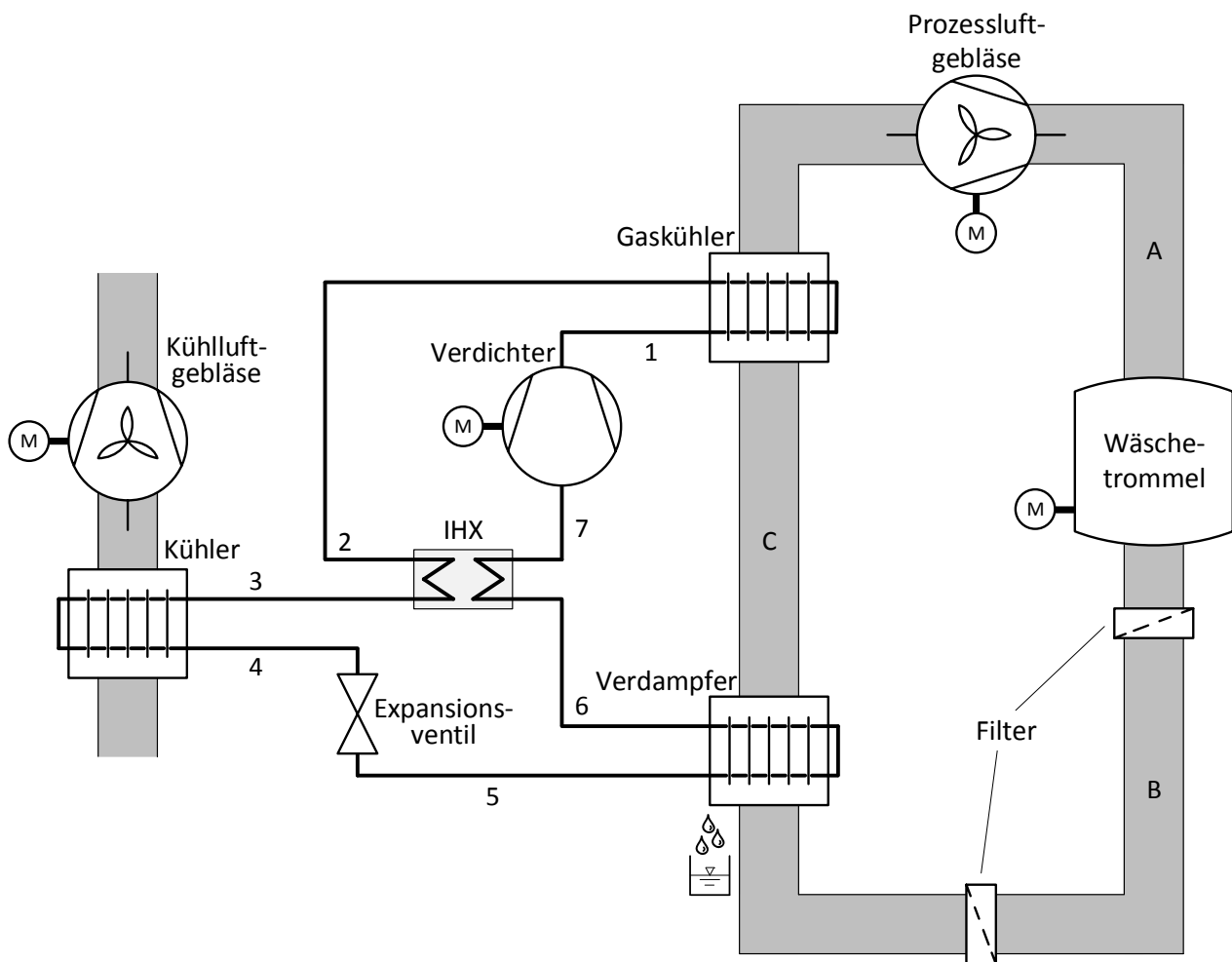


ABBILDUNG 7.1: Fließbild des untersuchten Wärmepumpentrockners mit internem Wärmeübertrager (IHX)

füllmenge zu bestimmen. Ähnlich wie in Abschnitt 3.4 beschrieben, dienen hierfür entsprechende Versuche. Die Füllmenge (620g) wird dabei so festgelegt, dass bei maximaler Verdichterdrehzahl von 60Hz noch eine ausreichende Kühlung und somit ein Betrieb in den vorgeschriebenen Betriebsgrenzen möglich ist. Die mit der optimierten Versuchsanlage durchgeführten Trocknungsversuche

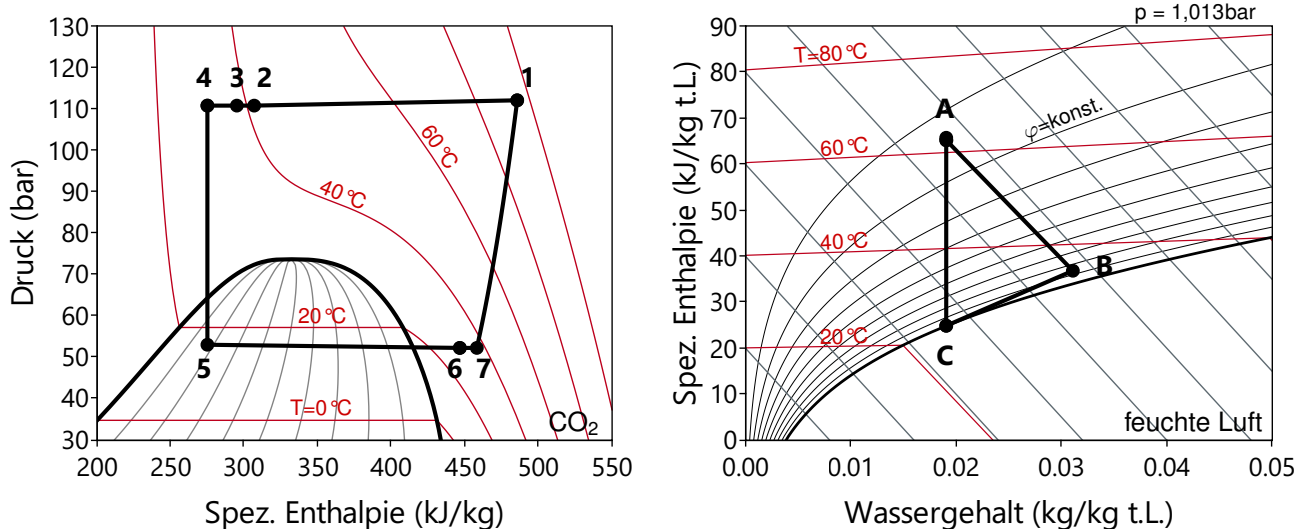


ABBILDUNG 7.2: Kältemittel- und Luftzustände im Wärmepumpentrockner mit integriertem IHX im p,h-Diagramm für CO₂ (links) und Mollier-h,x-Diagramm für feuchte Luft (rechts) zu einem bestimmten Zeitpunkt der Trocknung

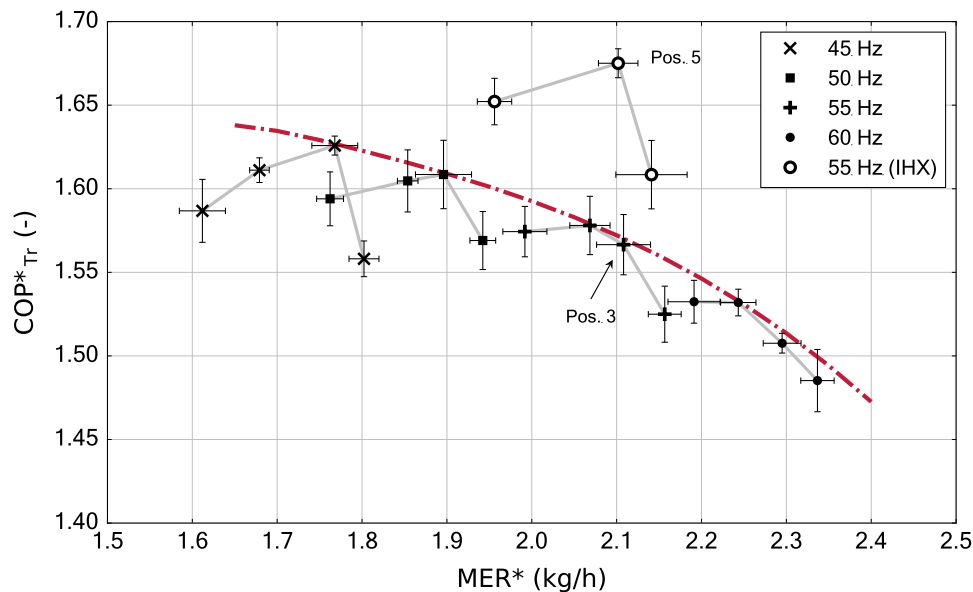


ABBILDUNG 7.3: Vergleich der Leistungsdaten: Wärmepumpentrockner (Standard) vs. mittels IHX optimierter Variante

bestätigen die erwarteten Verbesserungen. Abbildung 7.3 zeigt neben den bekannten Leistungsdaten der Standardkonfiguration inkl. Pareto-Front (vgl. Abbildung 3.5) die zusätzlichen Ergebnisse mit der optimierten Anlage bei einer Verdichterdrehzahl von 55 Hz und einer Variation der Schieberposition des EXV. Allgemein lässt sich ein zur Standardkonfiguration analoges Verhalten erkennen. D.h. eine bestimmte Schieber-Einstellung für das EXV führt bei gegebener Verdichterdrehzahl zu idealen Betriebsbedingungen (Pareto-Optimum). Für das EXV muss bei der Anlage mit IHX bei gleicher Verdichterdrehzahl eine etwas größere Querschnittsfläche (Pos.5) eingestellt werden. Das entsprechende Pareto-Optimum bzw. die gesamte Pareto-Front verschiebt sich hin zu günstigeren Leistungsdaten. Ein Vergleich zwischen Standardkonfiguration und Konfiguration mit IHX erfolgt nachfolgend auf Basis zweier Trocknungsversuche mit folgenden Randbedingungen:

- 55 Hz / Pos.5 (IHX)
- 55 Hz / Pos.3

Die beiden Trockenzyklen besitzen annähernd die gleiche Trocknungsgeschwindigkeit und stellen ein Pareto-Optimum für konstante Verdichterdrehzahl und Schieberposition des EXV dar (siehe Abbildung 7.3). Dadurch wird ein aussagekräftiger Vergleich der Effizienz erst ermöglicht. Eine unter diesen Voraussetzungen durchgeführte Gegenüberstellung zwischen verschiedenen Anlagenkonfigurationen wurde bisher noch nicht durchgeführt und stellt mit eine Neuerung der vorliegenden Arbeit dar. Basis für den Vergleich sind die in Kapitel 6 vorgestellten Systemkennzahlen in Abbildung 7.4 und exergetischen Kenngrößen (siehe Tabelle 7.2) für ein tiefer gehendes Verständnis der Auswirkungen des IHX. Die Messdaten von Prozessgrößen (Temperaturen, Drücke, etc.) werden analog zu Abbildung 5.6 im Anhang (A.6 und A.7) dargestellt.

Mit einer mittleren Trocknungsgeschwindigkeit MER^* von ca. $2,1 \text{ kg/h}$, weisen die Trockenzyklen eine Trocknungszeit auf, die jener von vergleichbaren am Markt verfügbaren Geräten entspricht (ca. 2 Stunden für eine Wäscheladung von 7 kg und einer Anfangsrestfeuchte von 60%). Bei den Systemkenngrößen über die normierte Trocknungszeit in Abbildung 7.4 fällt sofort die höhere Leistungszahl

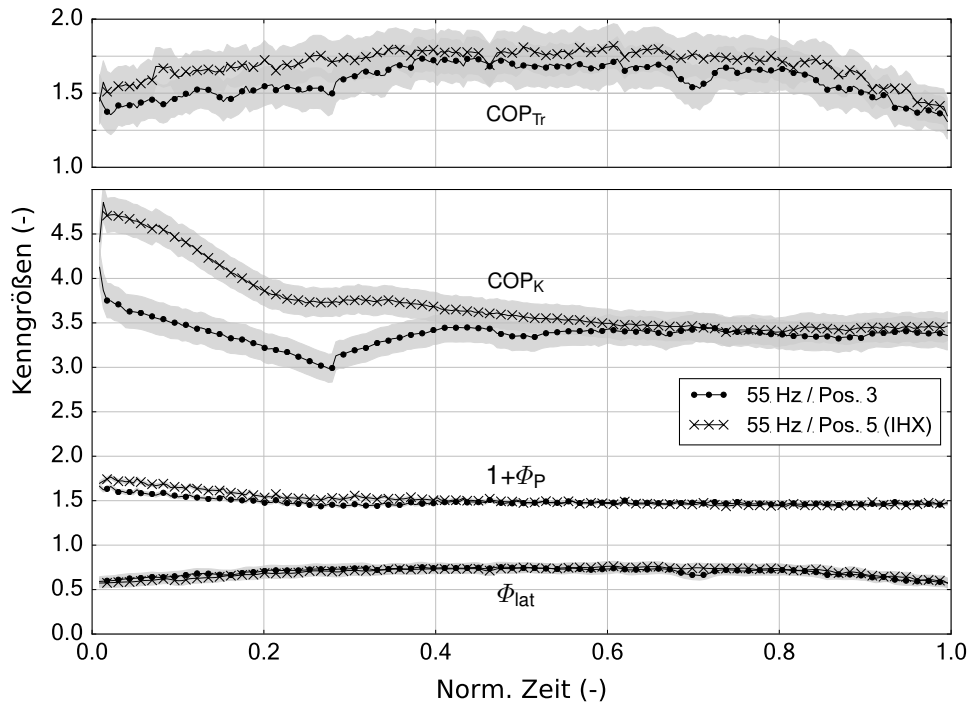


ABBILDUNG 7.4: Vergleich von Systemkenngrößen und der resultierenden Trocknungseffizienz COP_{Tr} mit und ohne internen Wärmeübertrager. Die Zyklen weisen eine nahezu identische Trocknungszeit auf und die Randbedingungen liegen im sog. Pareto-Optimum

COP_K der Anlage mit IHX auf. In der Aufwärmphase findet die Überhitzung ausschließlich im IHX statt, wodurch die oben genannten positiven Effekte besonders zum Tragen kommen. Im Laufe der Trocknung gleichen sich dann die Temperaturen am Verdampfer- und Gaskühler-Austritt an, sodass der im IHX übertragene Wärmestrom deutlich abnimmt und somit auch dessen Einfluss auf den Prozess. Da die Verläufe des Temperaturhubs der Prozessluft im Gaskühler bei beiden Prozessen zwar ähnlich, aber nicht identisch sind, lohnt es sich auch jeweils den exergetischen Wirkungsgrad bzw. Gütegrad der Wärmepumpe ϵ_{WP} gemäß Gl. 4.34 für beide Prozesse zu analysieren. Hierbei bestätigen sich die Ergebnisse. Im Mittel ergibt sich für ϵ_{WP} bei der Standardkonfiguration ein Wert von 0,33 und 0,38 für den Prozess mit IHX. Das Verhältnis der Wärmeströme Φ_{lat} liegt bei der Anlage mit IHX zunächst leicht unterhalb und ab etwa Hälfte der Trocknungszeit etwas oberhalb jenes des Vergleichsprozesses, jedoch im Bereich der Messunsicherheit. Im Mittel sind die Verhältnisse annähernd gleich. Stellt man das Leistungsverhältnis der el. Verbraucher, bzw. den Nenner in Gl. (6.2) $1 + \Phi_P$ gegenüber, ist dieses bei dem Prozess mit IHX zunächst größer, was an einer geringeren Leistungsaufnahme des Verdichters liegt. Die Kenngrößen gleichen sich im weiteren Verlauf an. Allgemein weichen die Prozessverläufe aufgrund der veränderten Konfiguration und Einstellung des EXV leicht voneinander ab. Beispielsweise muss das Kühlluftgebläse bei der Anlage mit IHX früher aktiviert werden, da der Saugdruck schneller steigt und die Kühlung des Systems ist aufgrund einer geringeren Temperaturdifferenz zur Umgebung erschwert. Letztlich reicht jedoch vor allem die vorteilhafte Wärmepumpen-Leistungszahl, um eine deutlich höhere Gesamteffizienz der Trocknung zu erreichen. Dies wird durch den Verlauf der resultierenden Trocknungseffizienz COP_{Tr} ersichtlich.

Tabelle 7.2 gibt eine Übersicht über die exergetischen Kenngrößen der gegenübergestellten Trocknungsversuche. Hier entspricht der linke Teil den Daten in Tabelle 6.2, der rechte Teil enthält die entsprechenden Kennzahlen für den Trocknungsprozess mit IHX. Sämtliche Größen sind mit einer gewissen Messunsicherheit behaftet, dennoch lassen sich plausible, quantitative Informationen über den Gesamtprozess ableiten. Diese helfen, die Unterschiede der komplexen Systeme mit deren Zusammenhängen zu verdeutlichen und einzuordnen. Im Vergleich fällt zunächst für den Prozess mit IHX eine geringere Exergievernichtung E_D im Verdichter, Expansionsventil und Verdampfer auf. Da der Verdichter insgesamt weniger Energie verbraucht ist auch dessen Exergievernichtung kleiner, die exergetische Effizienz ε ist für beide Fälle annähernd identisch. Durch den IHX stellt sich am Eintritt des Expansionsventils eine geringere Temperatur ein, zudem ist im Mittel der Druckabfall über die Komponente etwas geringer (vgl. Abbildungen 5.6 und A.6). Beide Effekte führen zu einer verringerten Exergievernichtung. Der Verdampfer weist insbesondere im ersten Drittel der Trocknung durch die fehlende Überhitzung eine kleinere Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Prozessluft auf. Dies bedeutet geringere thermodynamische Verluste. Die exergetische Effizienz des Verdampfers nimmt dadurch um vier Prozentpunkte auf 18,1 % zu. Die gegenübergestellten Prozesse weisen in etwa die gleiche Trocknungszeit auf. Aus diesem Grund ist die Exergievernichtung im Prozessluftkreislauf und -gebläse, sowie in der Wäschetrommel annähernd gleich. Geringfügige Unterschiede sind dabei auf das unberechenbare Trockenverhalten der Wäsche zurückzuführen. Auf die Kühler-Einheit entfällt nur ein sehr kleiner Teil der Exergievernichtung. Bei beiden Prozessen muss das Kühlluftgebläse annähernd mit maximaler Leistung betrieben werden. Der Prozess mit IHX erfordert zusätzlich eine deutlich frühere Aktivierung was bei gleichzeitig geringerer Wärmeabgabe auch eine verminderte exergetische Effizienz bedeutet. Der IHX selbst trägt zur gesamten Exergievernichtung nur unwesentlich bei. Die Berechnung der entsprechenden Kenngrößen für die zusätzliche Komponente ist Tabelle 7.1 dargestellt und dient als Ergänzung zu Tabelle 6.1. Im Gegensatz zu den übrigen Komponenten steigt die Exergievernichtung im Gaskühler leicht an bei gleichzeitiger Verringerung der exergetischen Effizienz. Ursache hierfür sind etwas ungünstigere Betriebsbedingungen für den Wärmeübertrager, welche u.a. durch eine geringere Luft-Eintrittstemperatur in den Gaskühler und eine höhere Temperaturspreizung ab der zweiten Prozesshälfte zustande kommen. Vergleicht man die mittlere Temperaturdifferenz bei der Wärmeübertragung gemäß Gl. (6.14), dann ergibt sich $\Delta \bar{T}_{GK} = 12,9$ und $\Delta \bar{T}_{GK,IHX} = 13,4$. Es sei hier erwähnt, dass auch die Temperaturdifferenz zum Referenzpunkt T_{Ref} Auswirkungen auf die Exergievernichtung hat. Dessen Einfluss ist hier jedoch vernachlässigbar. Jedenfalls wird verdeutlicht, dass die thermodynamischen Verluste nicht unabhängig voneinander auftreten und von den dynamischen Betriebsrandbedingungen geprägt sind.

Die experimentell ermittelte Verbesserung der Trocknungseffizienz COP_{Tr}^* mit zusätzlichem IHX liegt im Bereich von 7 % bezogen auf die Standardkonfiguration und bei einer mittleren Trocknungsgeschwindigkeit MER^* von ca. 2,1 kg/h. Dafür wurden im Versuch wiederholt konstante Steuergrößen für Verdichter (55 Hz) und Querschnitt des EXV (Pos. 5) eingestellt und die Regelung des Kühlers (siehe Abschnitt 3.1) zur Begrenzung des unteren Kältemittel-Druckniveaus eingesetzt.

TABELLE 7.1: Definition des exergetischen Nutzens und Aufwands, sowie die Beschreibung der Exergievernichtung für den internen Wärmeübertrager (IHX) im Wärmepumpentrockner

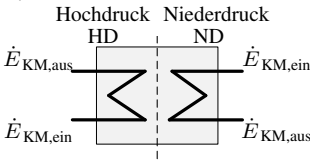
Komponente	Ex. Nutzen \dot{E}_P	Ex. Aufwand \dot{E}_F	Exergievernichtung \dot{E}_D
IHX:			
	–	–	$\left(\dot{E}_{KM,ein,HD} - \dot{E}_{KM,aus,HD} \right) + \left(\dot{E}_{KM,ein,ND} - \dot{E}_{KM,aus,ND} \right)$

TABELLE 7.2: Vergleich exergetischer Kenngrößen für den Wärmepumpentrockner mit und ohne internen Wärmeübertrager (IHX)

Komponente	55Hz / Pos.3			55Hz / Pos.5 (IHX)		
	E_D (kWh)	y_D (%)	ε (%)	E_D (kWh)	y_D (%)	ε (%)
Verdichter	0,48	27,6	59,7	0,46	27,3	59,2
Gaskühler	0,16	9,2	39,0	0,17	10,2	37,4
Kühler-Einheit	0,04	2,0	– / 8,9	0,04	2,1	– / 5,7
Expansionsventil	0,18	10,5	–	0,16	9,2	–
Verdampfer	0,22	12,7	14,1	0,19	11,3	18,1
Prozessluftgebläse	0,18	10,5	23,9	0,19	11,0	23,5
Druckverluste Luftkreislauf	0,06	3,3	–	0,06	3,4	–
Wäschetrommel*	0,42	24,1	59,7	0,43	25,2	60,0
- Trommelantrieb	0,28	15,9	–	0,28	16,3	–
- Luft	0,14	8,2	98,6	0,15	8,8	98,6
Interner Wärmeübertrager	–	–	–	0,01	0,5	–
Gesamtsystem	1,75	100	–	1,70	100	–

7.2 Optimierte Steuerung (Software)

In den Abschnitten 2.1 und 6.1 wurde bereits verdeutlicht, dass durch den stets transienten Trocknungsprozess, Kältemittel- und Prozessluftkreislauf bzw. die einzelnen Komponenten sich ständig verändernden Prozessrandbedingungen ausgesetzt sind. Dadurch ist nur mit einer angepassten dynamischen Betriebsweise die optimale Leistungsfähigkeit eines Gerätes zu erzielen. Zeitlich konstante Steuergrößen z.B. für Verdichterdrehzahl und Querschnitt des EXV – wie in den bisher dargestellten Untersuchungen – können lediglich eine Annäherung an die optimale Steuerung für den untersuchten Batch-Prozess darstellen. Auch die Regelung bestimmter Prozessgrößen wie z.B. die Überhitzung (vgl. Honma et al. 2006), oder die hier verfolgte Regelstrategie zur Begrenzung des Saugdrucks (siehe Abschnitt 3.1) berücksichtigen nicht den dynamischen Prozessverlauf und können deshalb im Allgemeinen auch nicht die maximale integrale Optimalität der Anlage bewirken. Die optimale Trajektorie verschiedener Steuergrößen hängt also von den komplexen, transienten Wechselwirkungen im System ab. Es muss geklärt werden, ob beispielsweise eine anfangs erhöhte Verdichterdrehzahl und ggf. schlechtere Trocknungseffizienz im weiteren Verlauf der Trocknung wieder mehr als ausgeglichen wird aufgrund der damit verbundenen verkürzten Aufheizphase und das somit frühere Erreichen

effizienter Trocknungsbedingungen. Auch für die zeitliche Steuerung des Kühlluftgebläses können neben Sicherheits- zusätzlich auch Effizienzaspekte berücksichtigt werden (siehe Abschnitt 6.1). Um die Fragestellung bezüglich einer optimalen Steuerung bzw. Betriebsweise beantworten zu können, müssen Simulationsmodelle zum Einsatz kommen und mathematische Optimierungsprobleme gelöst werden. In diesem Abschnitt wird das konkrete Optimierungsproblem zunächst eingeordnet und beschrieben. In weiterer Folge wird ein Lösungsweg für das Optimierungsproblem skizziert. Hierbei kommen bestehende Optimierungsalgorithmen und die in dieser Arbeit entwickelten Systemmodelle (siehe Abschnitt 4.5) zum Einsatz. Im ersten Schritt wird das strukturell vereinfachte und auf wesentliche dynamische Effekte reduzierte Systemmodell für die Optimierungsrechnungen verwendet und die Übertragung der Ergebnisse auf eine reale Anlage diskutiert. Schließlich wird auch das detaillierte Systemmodell für die Optimierung herangezogen und die Ergebnisse an der realen Anlage validiert.

Beschreibung und Einordnung des Optimierungsproblems

Optimierungsaufgaben sind in der Prozess- und Produktentwicklung allgegenwärtig. In vielen Fällen steht dabei die Energie- und/oder Kostenminimierung im Fokus. Eine allgemeine Einführung gibt z.B. Burkard und Zimmermann (2013). Bei dem in dieser Arbeit untersuchten Wärmepumpen-trockner steht das Prinzip der Energieminimierung im Vordergrund, wobei mitunter auch Grenzen für die maximale Trocknungszeit festgelegt werden. Aus mathematischer Sicht ist die Optimierung eine Minimierungsaufgabe einer Funktion, welche bezüglich ihrer Variablen gewissen Restriktionen unterliegt. Eine allgemeine mathematische Formulierung von Optimierungsproblemen lautet wie folgt (vgl. z.B. Nocedal und Wright 2006)

Man finde: $p^* \in X$, dass gilt:

$$F(p^*) \leq F(p) \quad \text{für alle } p \in X \quad (7.1)$$

Hierbei ist F die Zielfunktion, welche minimiert werden soll. Sie ist abhängig vom Vektor p bestehend aus einer bestimmten Anzahl an Variablen, nachfolgend Parameter genannt. Oftmals ist dabei nur ein bestimmter Wertebereich zulässig bzw. sinnvoll. Deshalb wird p durch die zulässige Menge X begrenzt (z.B. $X = \mathbb{R}_+^*$). Die zulässige Menge kann auch implizit durch Nebenbedingungen beschrieben werden in der Form:

$$p \in X \iff \begin{cases} g_i(p) = 0 & i = 1, \dots, m \\ h_j(p) \leq 0 & j = 1, \dots, n \end{cases} \quad (7.2)$$

Dabei sind $g(p)$ Gleichheits- und $h(p)$ Ungleichheits-Nebenbedingungen. Bei dem Parametersatz p^* nimmt die Zielfunktion den gesuchten minimalen zulässigen Wert ein. Es existiert kein universeller Ansatz, um die gesuchten Parameter zu finden. Vielmehr existieren spezielle Methoden für verschiedene Probleme. Für eine bessere Einordnung werden Optimierungsprobleme deshalb klassifiziert. Häufige Kriterien der Klassifizierung betreffen:

- die Zielfunktion $F(p)$: Ist diese und darüber hinaus auch $g(p)$ und $h(p)$ linear, handelt es sich um ein

lineares Optimierungsproblem. Ansonsten spricht man generell von nichtlinearen Optimierungsproblemen.

- die Art der Optimierungsparameter p : Typische Beispiele sind $p \in \mathbb{R}$ oder $p \in \mathbb{Z}$, also reelle oder ganze Zahlen. Demzufolge spricht man von einem kontinuierlichen bzw. diskreten Optimierungsproblem.
- die Existenz von Nebenbedingungen: So handelt es sich um unrestringierte Optimierungsprobleme, wenn keine Nebenbedingungen vorhanden sind. Ansonsten spricht man von restringierten Optimierungsproblemen.

Darüber hinaus existieren zahlreiche Unterklassen und Mischkategorien. Eine weitere wichtige Unterscheidung wird zwischen statischen und dynamischen Optimierungsproblemen gemacht. Während bei Problemstellungen der statischen Optimierung der gesuchte Vektor p^* Elemente aus dem Euklidischen Raum \mathbb{R}^n enthält, müssen bei der dynamischen Optimierung Funktionen einer unabhängigen Variablen – in der Regel die Zeit t – bestimmt werden. Die Suche erstreckt sich dann nicht mehr auf eine endliche Anzahl von Parametern p^* , sondern auf zeitabhängige Funktionen, sog. Trajektorien $u^*(t)$. Neben der Bezeichnung *dynamische Optimierung* werden deshalb auch Begriffe wie Optimalsteuerung oder unendlich-dimensionale Optimierung verwendet.

Den Energieverbrauch des vorgestellten Wäschetrockners mittels optimierter Betriebsstrategie zu minimieren, resultiert in ein kontinuierliches, (un-)restringiertes, nichtlineares, dynamisches Optimierungsproblem. Dieses wird nachfolgend charakterisiert und ein Ansatz zur näherungsweisen Lösung beschrieben. Voraussetzung für die Optimierung ist zunächst die Integration eines der in Abschnitt 4.5 vorgestellten Systemmodelle bis zum Erreichen der Abbruchbedingung ($Rf_{\text{end}} = 0\%$). Damit ist die Optimierung untrennbar mit der Modellierung und Lösung des vorhandenen Gleichungssystems verknüpft. Die Gesamtheit der Modellgleichungen des nichtlinearen DAE mit dem Differentiationsindex 1 hat für beide Systemmodelle die Struktur (semi-explizite Form, vgl. z.B. Brennan et al. (1995)):

$$\frac{dx}{dt}(t) = f(x(t), z(t), u(t), t) \quad \text{mit: } x_0 = x(t_0) \quad (7.3)$$

$$0 = g(x(t), z(t), u(t), t) \quad (7.4)$$

Hier ist t die Zeit, x sind die differentiellen Zustände (Lösung der Differentialgleichung) mit x_0 als Anfangsbedingungen, z die algebraischen Zustände und u die Steuerungsvariablen, die dem Modell als Eingangsgrößen dienen. Die algebraische Nebenbedingung (Gl. 7.4) spiegelt z.B. Erhaltungssätze oder geometrische Zwangsbedingungen wider und beinhaltet auch die impliziten Gleichungen zur Bestimmung der algebraischen Zustände. Die Zielfunktion F für das hier untersuchte dynamische Optimierungsproblem ist definiert durch:

$$F(u) = f(x(t_{\text{end}}), t_{\text{end}}) = En_{\text{ges}}(t_{\text{end}}) \quad (7.5)$$

Gl (7.5) stellt die sog. Mayer-Form der Zielfunktion dar, wobei lediglich die Zustände zum Endzeitpunkt t_{end} betrachtet werden. Im konkreten Fall des Wäschetrockners ist dies insbesondere die

gesamte Energieaufnahme En_{ges} am Ende der Trocknung. Im Systemmodell Gl. (7.3) stellt sie eine Zustandsvariable dar.

$$\frac{dEn_{\text{ges}}}{dt}(t) = P_{\text{el,ges}} \quad \text{mit: } En_{\text{ges}}(t_0) = 0 \quad (7.6)$$

Die Minimierung des Energieverbrauchs ist gleichbedeutend mit der Maximierung der mittleren Trocknungsleistungszahl COP_{Tr}^* (siehe Gl. 2.2). Für die zu optimierenden Steuergrößen $u(t)$ kommen je nach verwendetem Modell folgende Variablen infrage:

Vereinfachtes Systemmodell:

- Temperaturhub Lufterwärmer $\Delta T_{\text{LE}}(t)$
- Normierte Drehzahl $N(t)$

Detailliertes Systemmodell:

- Verdichterdrehzahl $n_{\text{V}}(t)$
- Drehzahl Kühlluftgebläse $n_{\text{KG}}(t)$
- EXV Querschnittsfläche $A_{\text{EXV}}(t)$

Dabei lassen sich nur die Steuergrößen des detaillierten Modells direkt auf die reale Versuchsanlage übertragen (vgl. Abschnitt 3.1). Für jede Steuergröße wird wenn nötig eine zulässige Menge festgelegt in der Form:

$$u_{\min} \leq u(t) \leq u_{\max} \quad (7.7)$$

Darüber hinaus werden in weiterer Folge für bestimmte Berechnungen auch Ungleichheits-Nebenbedingungen berücksichtigt. Diese sind:

$$\text{Trocknungszeit:} \quad t_{\text{end}} < t_{\text{end,max}} \quad (7.8)$$

$$\begin{array}{l} \text{Druckniveau Saugseite:} \\ \text{(nur detailliertes Systemmodell)} \end{array} \quad p_{\text{V,ein}}(t) < p_{\text{V,ein,max}} \quad (7.9)$$

D.h. sowohl die Trocknungszeit (t_{end}) als auch das Druckniveau am Saugstutzen des Verdichters werden mittels Nebenbedingung auf einen maximalen Wert begrenzt. Bezüglich der Trocknungszeit ist Gl (7.8) dann von Interesse, wenn der minimale Energieverbrauch (siehe Gl. 7.5) bei einer festgelegten Trocknungszeit bestimmt werden soll. In einem sinnvollen Betriebsbereich des Trockners geht eine längere Trocknungszeit mit einem geringeren Energieverbrauch einher (vgl. Abbildung 2.4). Dabei ist eine Vergrößerung der Trocknungszeit gleichbedeutend mit einer Verminderung der mittleren Trocknungsgeschwindigkeit MER^* . Wird die Trocknungszeit nicht durch eine Nebenbedingung begrenzt, ist sie Teil der Lösung des Optimierungsproblems. D.h. im Fokus der Untersuchung steht dann der minimal mögliche Energieverbrauch des Trockners und es ergibt sich eine damit verbundene Trocknungszeit. Bei der realen Versuchsanlage stellt der Saugdruck jene Prozessgröße dar, die aus Sicherheitsgründen mittels Regelung begrenzt werden muss. Diese Randbedingung wird durch Gl. 7.9 für das dynamische Optimierungsproblem im Zusammenhang mit dem detaillierten Systemmodell berücksichtigt.

Numerische Lösung des Optimierungsproblems

Die Lösung des vorgestellten dynamischen Optimierungsproblems erfolgt in dieser Arbeit mithilfe der in Abschnitt 4.5 dargestellten Systemmodelle. Insbesondere das detaillierte Systemmodell (4.5.1) stellt eine besonders weitreichende physikalische Beschreibung des Wärmepumpentrockners dar, wodurch sich auch ein entsprechend großes nichtlineares, hybrides DAE ergibt. Allein die effiziente Lösung dieses Gleichungssystems erfordert spezialisierte Simulationswerkzeuge, welche in dieser Arbeit auch eingesetzt werden (siehe Kapitel 4). Verfahren, die gleichzeitig auch eine effiziente und robuste Optimierung ermöglichen sind nicht verfügbar. Häufig werden strukturell ähnliche Modelle deshalb mit Optimierungsalgorithmen gekoppelt und ggf. hierfür noch speziell aufbereitet. Beispiele sind u.a. Thermomanagement im Fahrzeug (Bockholt 2009; Gräber et al. 2017), der Betrieb von Nahwärmenetzen (Schweiger et al. 2017) oder Anfahrprozesse im Kraftwerk (Franke 2002; Casella et al. 2011; Ruge et al. 2014; Dietl und Link 2018). Dabei kommen sog. direkte Ein- oder Mehrschießverfahren oder Kollokationsverfahren zum Einsatz. Einen Überblick über numerische Lösungsverfahren für dynamische Optimierungsprobleme geben beispielsweise Papageorgiou et al. (2012, S. 387 ff.) und Rao (2009). In dieser Arbeit wird zur Lösung von dynamischen Optimierungsproblemen für beide Systemmodelle das sog. direkte Einschießverfahren (auch sequentielle Verfahren) gewählt. Die Methode unterscheidet sich von bisher in der Literatur beschriebenen Untersuchungen in der Wahl des Optimierungsalgorithmus. Nachfolgend wird die Werkzeugkette bzw. der Lösungsansatz skizziert. Das dynamische Optimierungsproblem wird in ein Problem endlicher Dimension überführt, indem die gesuchten Steuertrajektorien ($u(t)$) durch analytische Funktionen (stückweise linear) approximiert werden.

$$\begin{aligned} t_0 &= \tau_0 < \tau_1 < \dots < \tau_m \geq t_{\text{end}} \\ \tau_i &= \Delta t \cdot i; \quad i = 0, \dots, m \end{aligned} \quad (7.10)$$

$$\tilde{u}(t, p) = p_{i-1} + (p_i - p_{i-1}) \cdot \frac{t - \tau_{i-1}}{\Delta t} \quad \begin{cases} i = 1, \dots, m \\ 0 \leq t \leq t_{\text{end}} \\ \tau_{i-1} \leq t \leq \tau_i \end{cases} \quad (7.11)$$

Es werden also $m+1$ Zeitpunkte τ_i mit äquidistantem Abstand Δt festgelegt, entsprechende Parameter p_i zugeordnet und linear interpoliert (siehe Abbildung 7.5). Für die zu optimierenden Parameter gelten ggf. entsprechende Begrenzungen gemäß Gl. (7.7). Für das Optimierungsproblem mit nun $m+1$ Dimensionen je berücksichtigter Steuergröße, können Methoden der statischen Optimierung angewandt werden (siehe z.B. Nocedal und Wright 2006; Cavazzuti 2012). In der vorliegenden Arbeit kommt die sog. SQP-Methode (Sequential Quadratic Programming) bzw. der darauf basierende Algorithmus NLPQLP (Schittkowski 2015) zum Einsatz. Bei SQP handelt es sich um eine besonders effiziente mathematische Methode zur Lösung kontinuierlicher, nichtlinearer, restringierter Optimierungsprobleme (Ulbrich und Ulbrich 2012). Anschaulich wird hierbei eine quadratische Approximation durch Ableitung der Zielfunktion an einer bestimmten Stelle durchgeführt und die Lösung dieses Teilproblems verwendet, um sich dem Minimum der Zielfunktion sukzessive zu nähern. Eine ausführliche

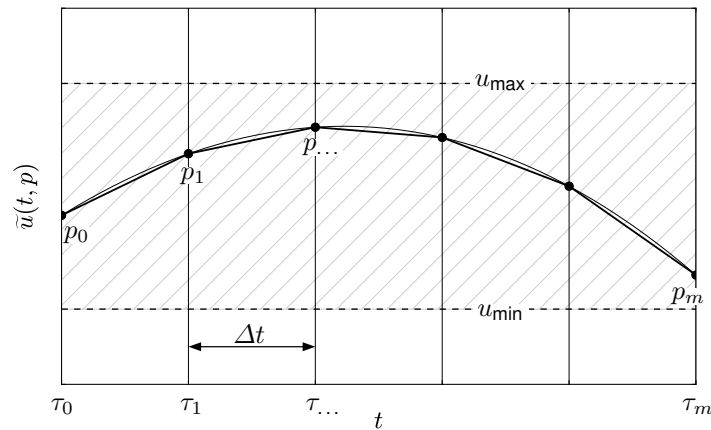


ABBILDUNG 7.5: Darstellung zur Approximation einer Steuertrajektorie durch stückweise lineare Funktionen

Beschreibung gibt z.B. Boggs und Tolle (1995). Gemäß Cavazzuti (2012) stellt NLPQLP den Stand der Technik dieser Art von Optimierungsverfahren dar. Der Algorithmus zeichnet sich durch eine hohe Robustheit aus und nutzt spezielle Verfahren im Umgang mit Rauschen bei der Auswertung der Zielfunktion und nicht exakt bestimmbarer Ableitungen (Schittkowski et al. 2010). Für eine detaillierte Beschreibung des verwendeten Algorithmus wird an dieser Stelle auf Dai und Schittkowski (2008) und Schittkowski (2015) verwiesen.

Das direkte Einschießverfahren als gewählter Lösungsansatz ist in Abbildung 7.6 skizziert. Durch die ausschließliche Diskretisierung der Steuergrößen – bei Mehrfachschießverfahren wird auch die Integration der Modellgleichungen auf diskreten Zeitabschnitten durchgeführt – ergeben sich zwei getrennte Ebenen (Simulations- und Optimierungsebene). Dabei wird in der vorliegenden Arbeit Dymola als Simulationssoftware und die auf Python basierte Optimierungsumgebung pyOpt (Perez et al. 2012) eingesetzt. Sowohl auf Simulations- als auch auf Optimierungsebene stehen verschiedene Lösungsverfahren zur Verfügung. Dabei wird hier Dassl (Petzold 1983) als numerischer Integrator und wie erwähnt, NLPQLP als Optimierungsalgorithmus eingesetzt. Die Trennung zwischen Optimierung und Simulation bringt ein hohes Maß an Flexibilität. So können die verwendeten Lösungsverfahren einfach ausgetauscht und aufeinander abgestimmt werden. Beispielsweise wird in Alpögger et al. (2016a) der Optimierungsalgorithmus MIDACO (vgl. Schlüter et al. 2009) mit der in dieser Arbeit dargestellten Werkzeugkette verwendet. Weiterer wichtiger Vorteil ist, dass Modelle unabhängig von der Optimierung entwickelt werden können. Somit muss nur *ein* Modell mit spezialisierten Simulationswerkzeugen entwickelt bzw. gepflegt werden und kann dann neben der Optimierung für weitere Einsatzzwecke – z.B. Auslegungsrechnungen, Sensitivitätsanalysen etc. – genutzt werden. Als nachteilig ist allerdings der hohe Rechenaufwand zu sehen, da für die Auswertung der Zielfunktion, aber auch für die notwendige Bestimmung der Gradienten (SQP-Methode) die Simulation des gesamten Trocknungsprozesses notwendig ist. Durch numerische Verfahren sowohl bei der Integration, als auch bei der Gradientenbestimmung ergeben sich Unsicherheiten, die ggf. ein Konvergieren der Lösung verhindern. Es ist deshalb besonders auf das Zusammenwirken zwischen der beiden Ebenen zu achten und darauf, dass die Struktur des DAE eine möglichst exakte numerische Lösung ermöglicht. Einstellungen sowohl für den Integrator (siehe z.B. Felgner et al. 2011), als auch für den Optimie-

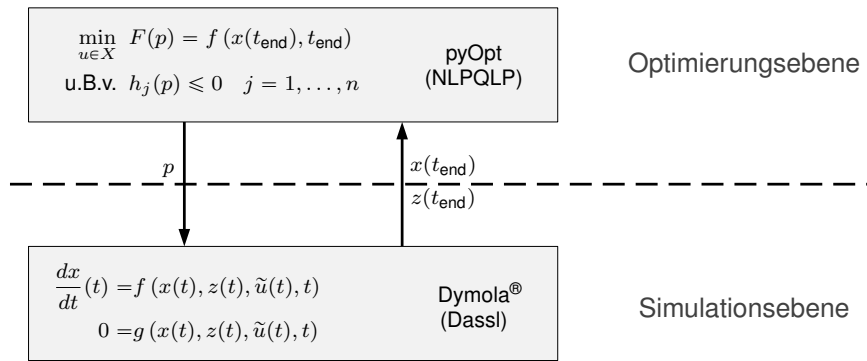


ABBILDUNG 7.6: Direktes Einschießverfahren: Skizze des Lösungsweges für das dynamische Optimierungsproblem

rungsalgorithmus sind dabei für eine gute Annäherung an ein Optimum entscheidend. Eine detaillierte Beschreibung von Vor- und Nachteilen des Verfahrens und möglichen Alternativverfahren geben u.a. Bartl (2013), Rao (2009) und Betts (1998). Demnach wird vor allem das Mehrschießverfahren immer populärer. Gräber (2014) setzt dieses Verfahren ein, um eine energieoptimale Regelung von Kälteprozessen zu realisieren und erreicht präzise Optimierungsergebnisse mit geringem Rechenaufwand, sodass sogar eine modellprädiktive Regelung möglich ist. Allerdings zeigt sich auch, dass die dafür notwendige enge Verknüpfung zwischen Simulations- und Optimierungsebene mit einem erheblichen Modellierungsaufwand verbunden ist (vgl. auch Esche et al. 2014).

Exkurs: Modellkalibrierung

Die in Kapitel 5 dargestellte Kalibrierung von Simulationsmodellen mit der erzielten Übereinstimmung wurde mit der in Abbildung 7.6 dargestellten Kopplung zwischen Simulationsmodell und Optimierungsumgebung durchgeführt. Dabei wird ein Satz an Messdaten (stationär oder dynamisch) herangezogen, um einerseits Randbedingungen für die Simulation festzulegen und andererseits Abweichungen der entsprechenden Simulationsergebnisse zu bestimmen und deren Quadrate zu minimieren. Das Optimierungsproblem lässt sich in diesem Fall wie folgt schreiben:

$$\begin{aligned}
 & \min_{p \in X} \sum_{i=1}^n \left(\frac{m_{y,i}(t_i) - s_i(t_i, x(t_i), p_i, m_{u,i}(t_i))}{\sigma_i} \right)^2 \\
 & \text{u.B.v. } \frac{dx}{dt}(t) = f(x(t), z(t), t, p) \\
 & \quad 0 = g(x(t), z(t), t, p) \\
 & \quad h_j(p) \leq 0 \quad j = 1, \dots, m
 \end{aligned} \tag{7.12}$$

Dabei ist m ein Vektor von n Messdaten und s die zugehörige Antwort des Modells (DAE). Diese hängt von der Zeit t , den Zuständen x , den aktuell geschätzten Parametern p , sowie dem Teil der Messdaten m_u ab, welche frei gewählt sind. Die abhängigen Messdaten m_y werden mit der Modellantwort verglichen und das Quadrat der Abweichung mittels Optimierungsalgorithmus minimiert, wobei noch ein Gewichtungsfaktor σ_i für jede Messung berücksichtigt wird. Auch hier können Nebenbedingungen h_j formuliert werden, um beispielsweise die zulässige Menge X für die gesuchten

Parameter sinnvoll zu begrenzen. Im Anhang (A.4) verdeutlicht eine Skizze das entsprechende Vorgehen, am Beispiel des untersuchten CO₂-Verdichters. Da für den Verdichter stationäre Betriebspunkte messtechnisch erfasst wurden, ist der Vektor m unabhängig von der Zeit t . Für den Vergleich zwischen m_y mit den entsprechenden Simulationsdaten wird in der Simulationszeit t_i ein ausreichend großer Abstand berücksichtigt. Für die Kalibrierung des Trommelmodells liegen hingegen nur dynamische Messdaten einer Trocknung vor. Hier sind übereinstimmende Zeitpunkte t_i zu wählen und im Modell muss besonderes Augenmerk auf eine passende Modellinitialisierung gelegt werden.

7.2.1 Optimierter Trocknungsverlauf – reduziertes Systemmodell

Das erläuterte Optimierungsverfahren wird zunächst zusammen mit dem strukturell reduzierten Systemmodell (vgl. Abschnitt 4.5.2) angewendet. Anhand von Szenarien – als Beispiele für geplante Systemverbesserungen in einer frühen Phase der Produktentwicklung – wird die mögliche Auswirkung auf die Systemeffizienz bei gleichzeitig optimaler Betriebsführung dargestellt. Um die optimale Betriebsführung zu gewährleisten, müssen die zeitlichen Verläufe, d.h. Trajektorien der Modell-Eingangsgrößen optimiert werden. Zusätzlich wird der optimale Prozessverlauf bei begrenzter Trocknungszeit berechnet um die Darstellungen in Abschnitt 2.3 zu untermauern. Die für das reduzierte Modell benötigte Steuergröße ΔT_{LE} kann nicht ohne weiteres auf das reale System übertragen werden. Deshalb lässt sich aus den Optimierungsergebnissen lediglich eine Charakteristik für einen optimalen Verlauf des Trocknungsprozesses bei idealer Betriebsweise des Systems ableiten. In einer frühen Phase der Produktentwicklung kann dies jedoch ausreichend und von Interesse sein. Der reduzierte Modellansatz erlaubt überdies schnell zu Ergebnissen zu gelangen, da einerseits die Modellkalibrierung (Abschnitt 5.5) mit wenig Aufwand verbunden ist und die reduzierten Modellierungsansätze (Abschnitt 4.5) kurze Simulationszeiten bedeuten.

Nachfolgend werden fünf Szenarien vorgestellt, welche ausgehend vom kalibrierten Basismodell (Abschnitt 5.5, Tabelle 5.4) jeweils unterschiedliche Systemverbesserungen darstellen. Die Verbesserungen wurden bereits in (Kapitel 6) als solche identifiziert und motiviert. Tabelle 7.3 zeigt die Berücksichtigung der Szenarios durch entsprechende Modellparameter.

Basis: Das Basisszenario stellt das kalibrierte Modell und somit näherungsweise die untersuchte Versuchsanlage dar. Dementsprechend wird der Parametersatz aus Tabelle 5.4 übernommen.

WP: Dieses Szenario beschreibt eine effizientere Wärmepumpe. Gemäß der Analyse in Kapitel 6, ist für den untersuchten Trockner hier ein hohes Verbesserungspotenzial vorhanden. Dieses könnte z.B. durch größere Wärmeübertrager, einen arbeitsleistenden Expander, oder durch einen effizienteren Verdichter erreicht werden. Der konstante exergetische Wirkungsgrad wird im Modell um ca. ein Drittel erhöht.

NV: Der Energieverbrauch aller Nebenverbraucher wird um ca. 30% reduziert. Dieses Szenario bildet eine deutliche Effizienzsteigerung bei Trommelantrieb und/oder Prozessluftgebläse ab.

WV: Wärmeverluste an die Umgebung verhindern sowohl ein schnelles Erreichen günstiger Pro-

TABELLE 7.3: Untersuchte Szenarien für Systemverbesserungen durch Optimierung von Steuertrajektorien und entsprechende Berücksichtigung durch konstante Parameter im reduzierten Wäschetrocknermodell

Rand- bedingung	Szenario						
		Basis	WP	NV	WV	Th. M	Eff
Gütegrad Wärmepumpe (ϵ_{WP})	–	0,38	0,51	0,38	0,38	0,38	0,51
Leistungsaufnahme Nebenverbraucher (P_{NV})	W	285	285	200	285	285	200
Therm. Widerstand an Umgebung (R_{WT-Umg})	K/W	0,065	0,065	0,065	0,2	0,065	0,2
Thermische Masse (C_{ges})	kJ/K	42	42	42	42	21	21

zessrandbedingungen und machen bestimmte Betriebspunkte erst gar nicht möglich. Sie können z.B. durch Dämmung der besonders heißen Trockner-Rückwand reduziert werden. Für das hier berücksichtigte Szenario wird der thermische Widerstand von 0,065 auf 0,2 K/W erhöht.

Th. M: Große thermische Massen im System verhindern ein schnelles Erreichen günstiger Prozessrandbedingungen. Für das Szenario wird die thermische Masse des Gesamtsystems halbiert. Im realen Trockner müsste Material durch Reduzierung entsprechender Wandstärken (Rohrleitungen, Trommel, Verdichter, Wärmeübertrager etc.) eingespart werden.

Eff: Dieses Szenario stellt einen besonders effizienten Trockner dar. Alle oben genannten Maßnahmen werden gleichzeitig berücksichtigt.

Für jedes Szenario wird jene Betriebsstrategie berechnet, welche zur maximalen Energieeffizienz führt. Wie bereits erläutert, ist bei der größtmöglichen Trocknungseffizienz die entsprechende Trocknungszeit t_{end} festgelegt. Sie kann also nicht frei gewählt werden, sondern stellt ein Ergebnis des dynamischen Optimierungsproblems dar. Bis auf die Begrenzung der Steuertrajektorien ist somit keine weitere Festlegung von Nebenbedingungen notwendig. Gesucht werden die optimalen Verläufe der Eingangsgrößen für das reduzierte Modell ΔT_{LE} (Temperaturhub im Lufterwärmer) und N (normierte Drehzahl des Kühlluftgebläses). Die stückweise lineare Beschreibung der Steuergrößen erfolgt im zeitlichen Abstand von 600s. Während der Temperaturhub im Bereich zwischen 10 und 40 K begrenzt wird, sind für die normierte Drehzahl Werte zwischen 0 und 1 erlaubt. Als Ausgangsbedingungen für die Optimierung wird für die Starttrajektorie der Steuergrößen ein zeitlich konstanter Verlauf bei 25 K (ΔT_{LE}) und 0,5 (N) gewählt. Tabelle 7.4 fasst die Randbedingungen der Optimierung zusammen. Im Anhang (A.4) sind außerdem zentrale Einstellparameter für den numerischen DAE-Solver (Dassl) und den Optimierungsalgorithmus (NLPQLP) aufgelistet und beschrieben.

Abbildung 7.7 zeigt den entsprechenden Optimierungsverlauf, d.h. die schrittweise Minimierung der Zielfunktion in Abhängigkeit der Modellauswertungen für das Basisszenario. Insgesamt werden für die Optimierungsrechnung über 1300 Funktionsaufrufe bzw. Modellauswertungen durchgeführt. Ein Funktionsaufruf bedeutet die Integration des Systemmodells bis zur Abbruchbedingung ($Rf_{end} = 0\%$), also die Simulation eines vollständigen Trocknungsprozesses. Für die Optimierungsrechnung ist damit ein zeitlicher Aufwand von ca. 5 Stunden notwendig (ohne Parallelisierung). Dabei zeigt sich, dass bei der gewählten Ausgangsbedingung bereits eine effiziente Trocknung berechnet wird mit einem Gesamtenergieverbrauch von ca. 1,74 kWh, was bei den gewählten Trocknungsbedingungen ei-

TABELLE 7.4: Beschreibung des Optimierungsproblems zur Berechnung einer optimierten Betriebsweise des Wärmepumpentrockners für eine maximale Trocknungseffizienz

Zielfunktion: F	
E_{ges}	Gesamter Energieverbrauch am Ende der Trocknung
Nebenbedingungen: h	
–	–
Steuertrajektorien: $\tilde{u}(t, p)$	
$10 \leq \Delta T_{\text{LE}} \leq 40$	Stückweise linear, $\Delta t = 600\text{s}$ Temperaturhub im Lufterwärmer [K]
$0 \leq N \leq 1$	Normierte Drehzahl des Kühlluftgebläses [-]

ner Effizienz COP_{Tr}^* von ca. 1,64 entspricht. Durch die Optimierung der Steuerungstrajektorien lässt sich diese um ca. 1,5% auf 1,66 steigern, was auf ein verhältnismäßig geringes Optimierungspotenzial hindeutet. Die mit dem geringsten Energieverbrauch einhergehende Trocknungszeit liegt bei ca. 165 Minuten. Dies entspricht einer Trocknungsgeschwindigkeit MER^* von ca. 1,52kg/h. Extrapoliert man den Verlauf der Pareto-Front in Abbildung 3.5 und vergleicht diesen mit den berechneten Leistungsdaten für das untersuchte System, sind die Ergebnisse plausibel und das reduzierte Systemmodell erscheint für die Analyse des idealen Prozessverlaufs als geeignet.

Abbildung 7.8 zeigt den Verlauf der optimierten Steuertrajektorien für das Basisszenario als Ergebnis der Optimierungsrechnung. Hierbei ist auch die genannte Ausgangsbedingung der jeweiligen Steuerung zu sehen. Der optimierte Verlauf von ΔT_{LE} ist zunächst annähernd konstant bzw. leicht steigend. Nach dieser Phase steigt der Temperaturhub gegen Trocknungsende signifikant an. Bei der normierten Drehzahl des Kühlluftgebläses ergibt sich ebenso ein stetiger Anstieg über den Trocknungsprozess. Hier ist eine anfangs deaktivierte Kühlung ideal, gegen Ende der Trocknung muss hingegen annähernd mit maximaler Leistung gekühlt werden ($N \approx 1$), um einen minimalen Energieverbrauch zu erreichen. Die berechneten Verläufe der Steuergrößen für sämtliche Szenarien sind im Anhang beigefügt (A.8). Nachfolgend wird die ideale Betriebsstrategie zunächst allgemein analysiert und schließlich auftretende Unterschiede der berechneten Trajektorien für einzelne Szenarien diskutiert. Dabei stellt Abbildung 7.9 für jedes Szenario den Temperaturhub ΔT_{LE} über das untere Temperaturniveau T_u (vgl. auch Abbildung 6.3) dar. Die Markierungen kennzeichnen hier die Zeitpunkte der Diskretisierung τ_i für die Steuertrajektorien. Zusätzlich zeigt die Füllung der Markierungen das Maß der Kühlung an

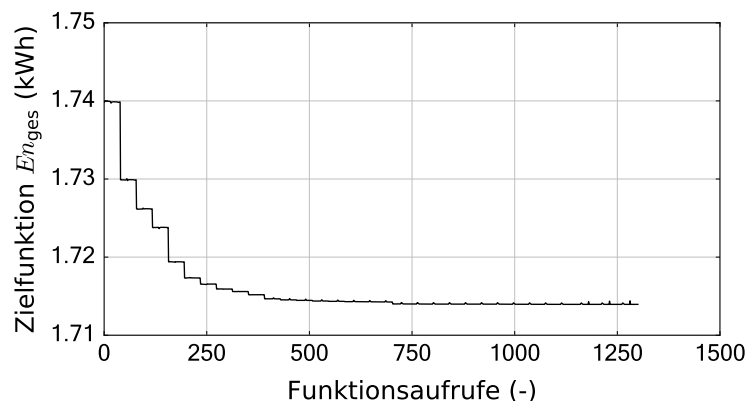


ABBILDUNG 7.7: Schrittweise Minimierung der Zielfunktion (Gesamtenergieverbrauch) durch Optimierung der Steuertrajektorien für das reduzierte Systemmodell (Basisszenario) in Abhängigkeit der Funktionsaufrufe

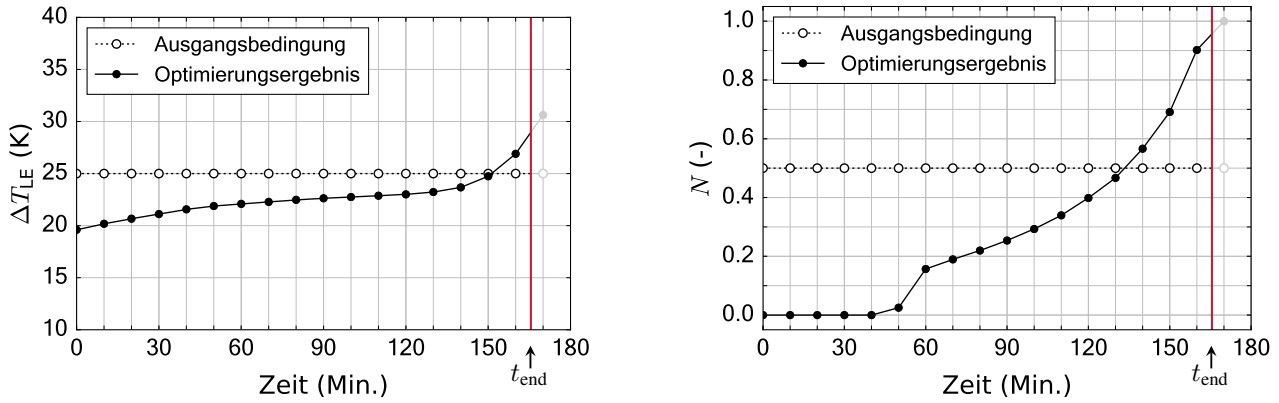


ABBILDUNG 7.8: Optimierter Verlauf der Steuertrajektorien Temperaturhub ΔT_{LE} (links) und normierte Drehzahl des Kühlluftgebläses N (rechts) für das Basisszenario

gemäß folgender Notation:

$$\begin{array}{ccc}
 0 \leq N < \frac{1}{3} & \frac{1}{3} \leq N \leq \frac{2}{3} & \frac{2}{3} < N \leq 1 \\
 \circ & \ominus & \bullet
 \end{array}$$

D.h. die Markierung bleibt leer, wenn die normierte Drehzahl weniger als ein Drittel beträgt und ist voll, wenn sie über zwei Drittel liegt. Dazwischen ist die Markierung halb gefüllt. Die beschriebene Darstellung erlaubt eine weitreichende Interpretation des dynamischen Trocknungsprozesses: T_u ist die tiefste Temperatur im Prozessluftkreislauf und ein Indikator für das Temperaturniveau der Wasserkondensation im Verdampfer. Zusammen mit dem Temperaturhub ΔT_{LE} werden im Wesentlichen die Trocknungsbedingungen festgelegt (vgl. Abschnitt 6.1). Zusätzlich erhält der Betrachter eine Information über die Kühlungsintensität im zeitlichen Verlauf des Trocknungsprozesses.

Der qualitative Verlauf der Steuergrößen ΔT_{LE} und N für eine maximale Energieeffizienz ist erwartungsgemäß für alle Szenarien gleich und lässt sich auf Basis der Systemanalyse (Abschnitt 6.1) nachvollziehen und interpretieren. ΔT_{LE} stellt keine direkt einstellbare Größe für den realen Trockner dar, sondern wird bei konstantem Prozessluftvolumenstrom von Verdichterdrehzahl und EXV-Querschnitt bestimmt. Sie kann als Maß für die Verdichterleistung bzw. Trocknungsgeschwindigkeit interpretiert werden. Es zeigt sich, dass stets ein Aufwärmvorgang bei deaktivierter Kühlung notwendig ist, um das System zügig auf Betriebstemperatur zu bringen und schließlich eine hohe Systemeffizienz zu erreichen. Mit zunehmender Betriebstemperatur nimmt auch die Trocknungsgeschwindigkeit (ΔT_{LE}) leicht zu. D.h. die mit höherer Betriebstemperatur günstigeren Trocknungsbedingungen rechtfertigen den Aufwand für eine etwas schnellere Trocknung. Der steilere Anstieg vor Erreichen der Abbruchbedingungen hängt mit dem Trocknungsverhalten der Textilien zusammen. Wenn sich das Oberflächenwasser tiefer in die Fasern zurückzieht steigt die Temperatur am Austritt der Trommel und die relative Feuchte nimmt ab. Unter diesen Randbedingungen nimmt auch der sensible Anteil des Wärmestroms im Verdampfer zu. Um das Verhältnis ϕ_{lat} ideal auf die sich ändernden Randbedingungen anzupassen muss der Temperaturhub ΔT_{LE} bzw. die Wärmepumpenleistung nach oben angepasst werden. Wie in Abschnitt 6.1 verdeutlicht wird, erhöht sich durch die Aktivierung des Kühlluftgebläses die Leistungszahl der Wärmepumpe COP_K . Allerdings mit dem negativen Effekt, dass die Prozesstemperaturen sinken (bzw. nicht weiter steigen) und sich dadurch in weiterer Folge die Trock-

nungsbedingungen verschlechtern. Die dynamische Optimierung zeigt, dass es sinnvoll ist, im Spannungsfeld dieser beiden Effekte, die Erhöhung der Wärmepumpenleistungszahl zum Trocknungsende hin noch auszunutzen. D.h. durch eine Art Boost-Effekt wird die Erhöhung der Wärmepumpenleistungszahl am Ende der Trocknung ausgenutzt. Die ggf. geringeren Prozesstemperaturen sind in weiterer Folge nicht mehr relevant, da die Trocknung dann bereits zu Ende ist. Inwiefern es auch schon vorher sinnvoll ist, das Kühlluftgebläse z.B. leicht zu aktivieren hängt auch von den restlichen Systemrandbedingungen ab (Wärmeverluste, Leistungsaufnahme der Nebenverbraucher etc.). Dabei ist zu beachten, dass der abgeführte Wärmestrom mit der investierten elektrischen Gebläseleistung bei ansonsten identischen Randbedingungen nicht linear zusammenhängt, sondern $\frac{dP}{dQ}$ mit steigendem N stark zunimmt (vgl. Abbildung A.3). Wie bereits erwähnt, unterscheiden sich die berechneten Steuertrajektorien qualitativ kaum. Quantitative Unterschiede führen jedoch dazu, dass der effizienteste Trocknungsverlauf je nach Szenario unterschiedlich ausfällt. Vergleicht man das Szenario **WP** mit dem Basisszenario, fällt auf, dass mit zunehmender Effizienz des Wärmepumpenprozesses auch eine

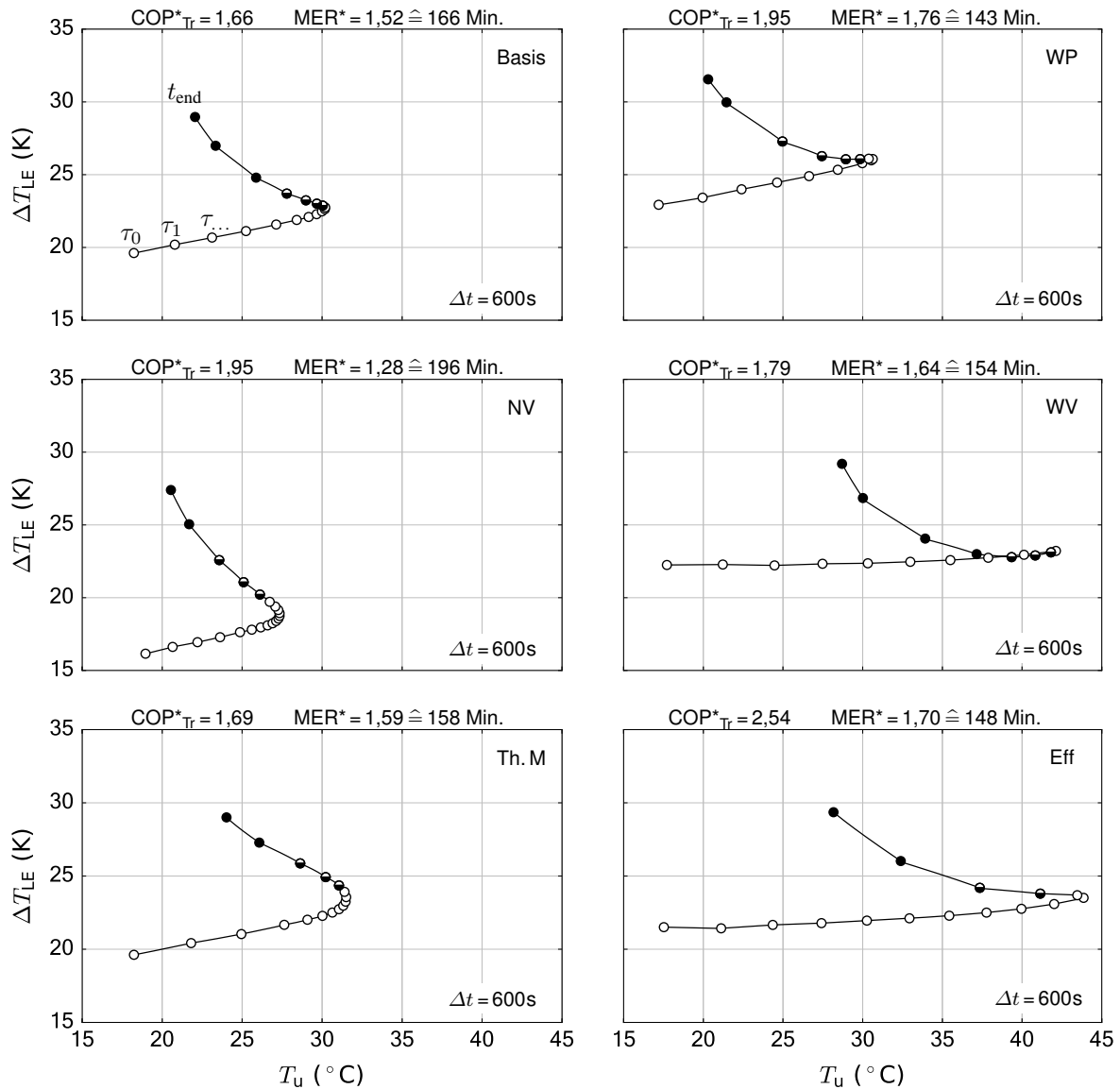


ABBILDUNG 7.9: Darstellung des optimierten dynamischen Verlaufs der Trocknung anhand des unteren Temperaturniveaus T_u und des Temperaturhubes ΔT_{LE} für verschiedene Szenarien. Die Füllung der Markierungen gibt Aufschluss über das Maß der Kühlung zu den diskreten Zeitpunkten

höhere Temperaturspreizung den idealen Prozessverlauf bewirkt. Da bei gleichem Leistungsverhältnis Φ_P eine größere Temperaturspreizung möglich ist, lässt sich dieses Ergebnis einfach nachvollziehen. Eine erhöhte Wärmepumpeneffizienz hat dadurch noch den positiven Nebeneffekt, dass die maximale Systemeffizienz mit einer schnelleren Trocknung erreicht wird. Das Gegenteil tritt folglich ein, wenn der Energieverbrauch der Nebenverbraucher reduziert wird (**NV**). Die Folge ist, dass Geräte mit besonders effizienten Nebenverbrauchern ihre maximale Effizienz bei sehr langen Trocknungszyklen erreichen. In diesen muss also der Temperaturhub, d.h. die Wärmepumpenleistung zurückgefahren werden, wodurch die Trocknungsgeschwindigkeit abnimmt. In diesem Fall steht dann auch weniger Energie für die Systemerwärmung zur Verfügung, weshalb in diesem Szenario auch die geringsten Systemtemperaturen erreicht werden. Bei reduzierten Wärmeverlusten **WV** lohnt es sich hingegen hohe Systemtemperaturen zu erreichen, da weniger Energie verloren geht. Deshalb wird bei diesem Szenario das Kühlluftgebläse besonders spät aktiviert, und das untere Temperaturniveau T_u steigt auf über 40°C an. Außerdem erfolgt auch hier eine zügige Trocknung. Die Verringerung der thermischen Masse (**Th.M**) im System wirkt sich nicht maßgeblich auf eine abweichende Betriebsstrategie im Vergleich zum Basisszenario aus. Der Trocknungsprozess verläuft erwartungsgemäß jedoch etwas schneller aufgrund der reduzierten thermischen Trägheit des Systems. Als Fazit lässt sich festhalten, dass das Zusammenspiel zwischen Effizienz der Nebenverbraucher und der Wärmepumpe im Wesentlichen den Verlauf der Temperaturspreizung bestimmt. Die Wärmeverluste haben maßgeblichen Einfluss auf das maximale Temperaturniveau, welches es sich lohnt im Laufe des Trocknungsprozesses zu erreichen. Vergleicht man schließlich das Szenario **Eff**, welches alle Maßnahmen vereint, wird deutlich, dass sich einzelnen Effekte bzgl. des optimalen Verlaufs der Trocknung teilweise sogar aufheben können. So liegt z.B. der Temperaturhub ΔT_{LE} in einem mittleren Bereich aller untersuchten Szenarien. Die erreichte Energieeffizienz mit letztgenanntem Szenario ist erwartungsgemäß am größten.

Abbildung 7.10 gibt eine Übersicht über die mittels optimierter Steuerung erreichten Trocknungseffizienzen COP_{Tr}^* und die jeweils bedingte Trocknungsgeschwindigkeit MER^* für jedes untersuchte Szenario. Hier zeigt sich zunächst, dass jede Maßnahme zu einer Steigerung der Effizienz im Vergleich zum Basisszenario führt, wodurch die Darstellungen in Kapitel 6 bestätigt werden. Mit Ausnahme des Szenarios **NV** ist die maximale Effizienz auch mit einer höheren Trocknungsgeschwindigkeit verbunden. Dennoch muss aber für das Erreichen der maximalen Trocknungseffizienz stets die im Rahmen des Betriebsbereichs geringste Trocknungsgeschwindigkeit in Kauf genommen werden (vgl. Abbildung 2.4). Da für den Endanwender neben einem geringen Energieverbrauch aber auch eine kurze Trocknungszeit von Interesse ist – dies gilt insbesondere für die gewerbliche Nutzung – ist bei der Prozessauslegung der Bereich zwischen maximaler Effizienz und maximaler Trocknungsgeschwindigkeit von besonderem Interesse. Sämtliche in Abbildung 7.10 dargestellten Werte für MER^* liegen unter 2,1 kg/h, was für die untersuchten Trocknungsbedingungen stets eine Trocknungszeit von deutlich über zwei Stunden bedeutet. Um die Auswirkung auf eine optimierte Betriebsweise für Trocknungsprozesse bei begrenzter Trocknungszeit zu analysieren wird in weiterer Folge das Basisszenario verwendet und weiter untersucht.

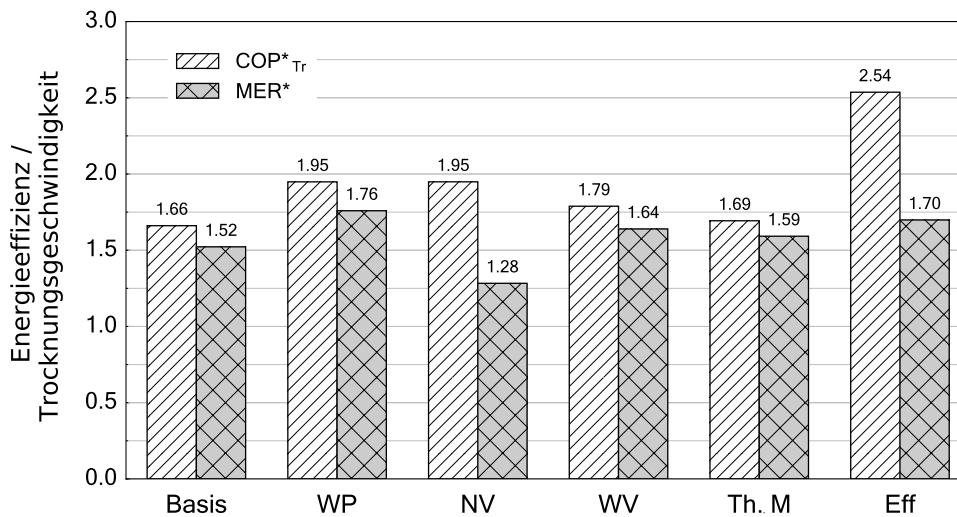


ABBILDUNG 7.10: Trocknungseffizienz und -geschwindigkeit für alle untersuchten Szenarien bei optimierten Trajektorien für eine maximale Effizienz

TABELLE 7.5: Beschreibung des Optimierungsproblems zur Berechnung einer optimierten Betriebsweise des Wärmepumpentrockners für eine maximale Trocknungseffizienz bei begrenzter Trocknungszeit

Zielfunktion: F	
E_{ges}	Gesamter Energieverbrauch am Ende der Trocknung
Nebenbedingungen: h	
$t_{\text{end}} < t_{\text{max}}$	Begrenzung der Trocknungszeit auf $t_{\text{max}} = 150, 135, 120$ und 105 Min.
Steuertrajektorien: $\tilde{u}(t, p)$	
$15 \leq \Delta T_{\text{LE}} \leq 45$	Temperaturhub im Lufterwärmer [K]
$0 \leq N \leq 1$	Normierte Drehzahl des Kühlluftgebläses [-]

In analoger Vorgehensweise soll nun jene Betriebsstrategie berechnet werden, welche wiederum den Gesamtenergieverbrauch minimiert, dabei aber eine bestimmte Trocknungszeit nicht überschreitet. Aus diesem Grund wird die Endzeit t_{end} in Form einer Ungleichheits-Nebenbedingung in das Optimierungsproblem integriert. Als Steuertrajektorien gelten weiterhin der Temperaturhub im Lufterwärmer ΔT_{LE} und die normierte Drehzahl des Kühlluftgebläses N . Für die stückweise lineare Beschreibung der Steuergrößen wird nun die maximal zur Verfügung stehende Zeit t_{max} in 15 Intervalle geteilt. Somit ergeben sich je Steuergröße 16 zu optimierende Parameter p_i . Der Gültigkeitsbereich für die Steuergrößen wird festgelegt zwischen 15 und 45 K für ΔT_{LE} bzw. 0 und 1 für N . Tabelle 7.5 fasst die genannten Randbedingungen zusammen. Insgesamt werden vier Varianten untersucht. Ausgehend von einer Trocknungszeit von ca. 165 Minuten – Ergebnis ohne zeitliche Begrenzung (siehe oben) – erfolgt eine schrittweise Reduzierung der Trocknungszeit um jeweils 15 Minuten. Somit gilt $t_{\text{max}} = 150, 135, 120$ und 105 Minuten.

Im Anhang (A.9) sind die berechneten Steuertrajektorien über die normierte Trocknungszeit inkl. der gewählten Starttrajektorien dargestellt. Abbildung 7.11 zeigt wiederum die dynamischen Trocknungsbedingungen in der gewohnten Form. In beiden Abbildungen lässt sich als erwartetes Ergebnis ein zunehmend höherer Temperaturhub für eine schnellere Trocknung erkennen. Dadurch wird auch

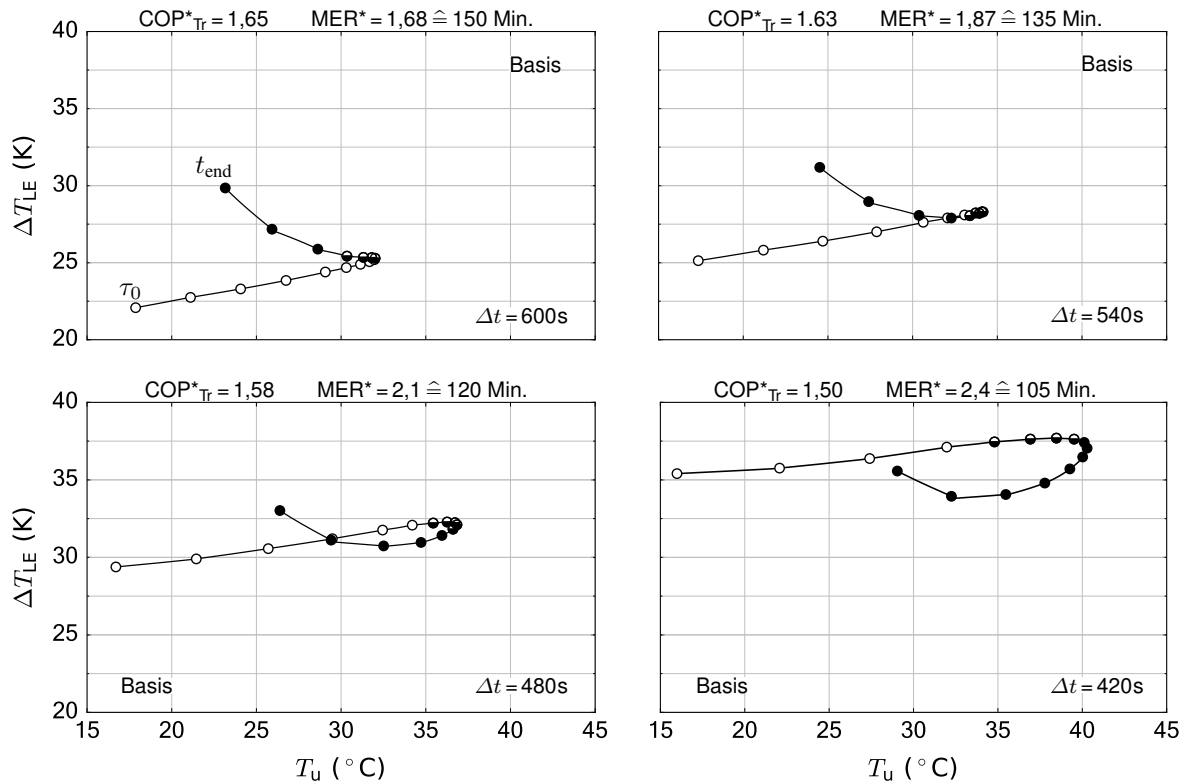


ABBILDUNG 7.11: Darstellung des optimierten dynamischen Verlaufs der Trocknung anhand des unteren Temperaturniveaus T_u und des Temperaturhubes ΔT_{LE} für das Basisszenario mit verschiedenen Begrenzungen der Trocknungszeit. Die Füllung der Markierungen gibt Aufschluss über das Maß der Kühlung zu den diskreten Zeitpunkten

mehr Energie in das System eingebracht und folglich steigt auch das maximal erreichte untere Temperaturniveau der Trocknung. Außerdem verschiebt sich die Aktivierung der Kühlluftgebläses zeitlich nach vorne, was auch mit dem allgemein höheren Temperaturniveau zusammenhängt (vgl. A.9). Thermische Energie lässt sich somit zusehends mit weniger Aufwand an elektrischer Energie aus dem System bringen und dies führt zu einem vorteilhaften Anstieg der Wärmepumpenleistungszahl COP_K . Wird thermische Energie als Wärmeverlust abgeführt, kann letzterer Effekt nicht genutzt werden. Eine gegen Trocknungsende zunehmende Temperaturspreizung lässt sich auch hier beobachten.

In Abbildung 7.12 (links) sind die berechneten Leistungsdaten für das Basisszenario abgebildet inkl.

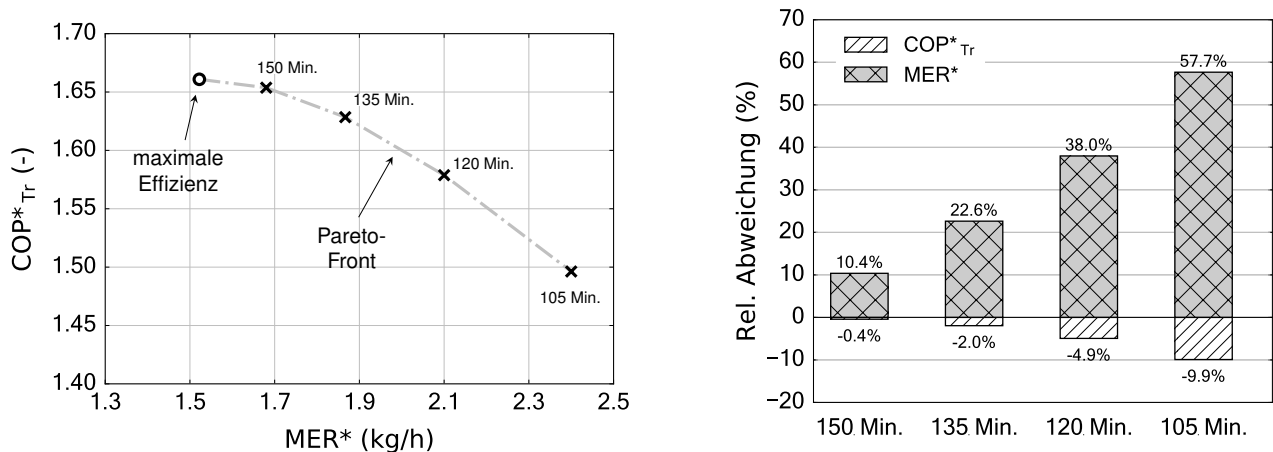


ABBILDUNG 7.12: Mittels optimierter Betriebsweise erreichbare Leistungsdaten COP^*_{Tr} und MER^* auf Basis des reduzierten Systemmodells (links) und relative Abweichung der entsprechenden Werte hinsichtlich maximaler Effizienz (rechts)

dem bereits vorher diskutierten Fall ohne Begrenzung der Trocknungszeit (maximale Effizienz). Hier wird der Zusammenhang zwischen Trocknungseffizienz und -geschwindigkeit klar ersichtlich (Pareto-Front) und somit auch die Plausibilität der Berechnungsergebnisse untermauert. Abbildung 7.12 (rechts) vergleicht die unter Berücksichtigung von Zeitlimits berechneten Leistungsdaten mit jenem Fall der maximalen Effizienz. Erwartungsgemäß muss eine höhere Geschwindigkeit MER^* mit einer Verringerung der Effizienz COP^*_{Tr} erkauft werden. Von der maximalen Effizienz ausgehend, ist zunächst nur eine geringe Effizienzeinbuße (z.B. 0,4 %) mit zunehmender Trocknungsgeschwindigkeit (z.B. 10,4 %) notwendig. Erst bei besonders kurzen Trocknungszeiten nimmt der Energieeinsatz überproportional stark zu. Der relativ flache Verlauf der Pareto-Front im Bereich der maximalen Effizienz macht es somit umso interessanter die Auslegung für eine zügigere Trocknung vorzunehmen. Man läuft dadurch außerdem auch nicht Gefahr, in einen für die Trocknung unvorteilhaften Betriebsbereich zu gelangen (siehe Abbildung 2.4), bei dem die Effizienz mit geringerer Trocknungsgeschwindigkeit wieder abnimmt. Aufgrund dieser Gegebenheiten wird für die nachfolgenden Untersuchungen eine Trocknungszeit von 120 Minuten, d.h. $MER^* = 2,1 \text{ kg/h}$ festgelegt. Dies stellt einen Kompromiss zwischen noch ausreichender Energieeffizienz und einer für Haushaltsanwendungen benutzerfreundlichen Trocknungszeit dar.

7.2.2 Optimierte Steuerung – detailliertes Systemmodell

Im vorherigen Abschnitt wurde das reduzierte Systemmodell verwendet, um für die untersuchte Versuchsanlage optimierte Trocknungsverläufe zu bestimmen. Die beschriebene Methodik kann insbesondere in einer frühen Phase der Produktentwicklung verwendet werden, um Aussagen über erwartbare Leistungsdaten und einen vorteilhaften Betriebsverlauf in Abhängigkeit möglicher Veränderungen zu treffen. In weiterer Folge können konkrete Schritte zur Umsetzung eines Prototyps unternommen werden. Ist dieser Prototyp umgesetzt, sollte jedoch ein detailliertes Modell (siehe Abschnitt 4.5.1) zur Berechnung einer optimalen Steuerung verwendet werden. Gründe dafür sind einerseits die nicht uneingeschränkt auf das reale System übertragbare Trajektorie für den Temperaturhub ΔT_{LE} . Andererseits hat sich im vorhergehenden Abschnitt bereits angedeutet, dass für den untersuchten Trockner durch einen optimierten Prozessverlauf verhältnismäßig kleine Effizienzverbesserungen zu erwarten sind. Damit das Potenzial verlässlich gehoben werden kann, ist eine genaue Abbildung des Systems in Abhängigkeit der relevanten Steuergrößen notwendig. Beispielsweise hängt die Wärmepumpeneffizienz in komplizierter Weise von den variierenden Prozessrandbedingungen ab und die Wärmeverluste treten an unterschiedlichen Stellen im Gerät und bei verschiedenen Temperaturniveaus auf. Das reduzierte Systemmodell geht in dieser Hinsicht von signifikanten Vereinfachungen aus. Folglich werden nun geeignete, d.h. direkt auf das reale System übertragbare Steuertrajektorien mithilfe des in Abschnitt 4.5 vorgestellten, detaillierten Trocknermodells berechnet. Analog zu den vorangegangenen Optimierungsrechnungen wird eine optimierte Betriebsstrategie zur Minimierung des Gesamtenergieverbrauchs gesucht. Wie erwähnt, soll dabei die maximale Trocknungszeit t_{max} auf einen Wert von 120 Minuten begrenzt werden. Als zusätzliche implizite Nebenbedingung muss außerdem auch die Begrenzung des Saugdrucks $p_{V, ein}$ berücksichtigt werden. Hierfür wird nach Integration

TABELLE 7.6: Beschreibung des Optimierungsproblems zur Berechnung einer optimierten Steuerung des Wärmepumpentrockners für eine maximale Trocknungseffizienz bei begrenzter Trocknungszeit

Zielfunktion: F	
E_{ges}	Gesamter Energieverbrauch am Ende der Trocknung
Nebenbedingungen:	
$t_{\text{end}} < t_{\text{max}}$	Begrenzung der Trocknungszeit auf $t_{\text{max}} = 120$ Min.
$p_{\text{V,ein}} < p_{\text{max}}$	Begrenzung des Kältemitteldrucks am Saugstutzen des Verdichters auf $p_{\text{max}} = 54$ bar
Steuertrajektorien: $\tilde{u}(t, p)$	
$45 \leq n_{\text{V}} \leq 65$	Stückweise linear, $\Delta t = 800$ s Verdichterfrequenz [Hz]
$0,1 \leq A_{\text{EXV}} \leq 0,16$	Effektiver Querschnitt des Expansionsventils [mm ²]
$0 \leq N \leq 1$	Normierte Drehzahl des Kühlluftgebläses [-]

des Systemmodells der im Laufe des Trocknungsprozesses maximal erreichte Kältemitteldruck am Saugstutzen an die Optimierungsebene übergeben (vgl. Abbildung 7.6). Als zu optimierende Trajektorien gelten die für die Versuchsanlage zur Verfügung stehenden Stellgrößen: Verdichterfrequenz n_{V} , Schieberposition bzw. effektiver Querschnitt des EXV A_{EXV} und die (normierte) Drehzahl des Kühlluftgebläses N . Für die stückweise lineare Beschreibung wird die maximal zur Verfügung stehende Zeit t_{max} in neun Intervalle geteilt. Somit ergeben sich je Steuergröße zehn zu optimierende Parameter p . Der Gültigkeitsbereich für die Steuergrößen wird festgelegt zwischen 45 und 65 Hz für n_{V} , 0,1 und 0,16 mm² für A_{EXV} und 0-1 für N . Tabelle 7.6 fasst die Randbedingungen des Optimierungsproblems zusammen.

Bei der Optimierung macht sich die aufwändigere Modellberechnung im Vergleich zum reduzierten Modellansatz bemerkbar – einerseits durch einen erhöhten Zeitaufwand, andererseits lässt sich die für die Optimierung besonders wichtige näherungsweise Bestimmung von Gradienten ($\frac{dF}{dp}$) weniger exakt berechnen. Als Folge macht die Optimierung zwar zunächst gute Fortschritte, ein Konvergieren der Lösung ist jedoch nicht zuverlässig erreichbar. Letztlich schlägt sich dies auch in einem nicht durchgehend glatten Verlauf der berechneten Trajektorien nieder. Trotzdem wird ein Ergebnis erreicht, welches vorteilhaft gegenüber jeglicher Konstellation mit konstantem Stellgrößenverlauf ist und bringt im untersuchten Fall eine Effizienzsteigerung von ca. 2,5 %. Die Größenordnung des Potentials durch eine optimierte Betriebsweise deckt sich mit den bereits durchgeführten Untersuchungen mittels vereinfachtem Modellansatz. Abbildung 7.13 zeigt die berechneten, optimierten Steuergrößen und stellt sie den nicht optimierten Verläufen gegenüber, welche zu einer identischen Trocknungszeit führen und auf der Pareto-Front liegen (55 Hz/Pos. 3, vgl. Abbildung 3.5).

Der Verlauf der optimierten Steuertrajektorien lässt sich insbesondere zusammen mit den in Abbildung 7.14 dargestellten Systemkenngrößen – jeweils Simulationsergebnisse – in Abhängigkeit der normierten Trocknungszeit interpretieren. Im Allgemeinen führen sowohl konstante als auch optimierte Verläufe der Stellgrößen zu einem vergleichbaren Trocknungsprozess. Bei genauer Betrachtung des Prozessverlaufs zeigt sich, dass bei der optimierten Betriebsweise das Kühlluftgebläse bereits nach ca. einem Fünftel der Trocknungszeit und damit deutlich früher aktiviert wird, als beim Vergleichsprozess mit konstanten Steuergrößen. Dass durch das Kühlluftgebläse bereits so früh im

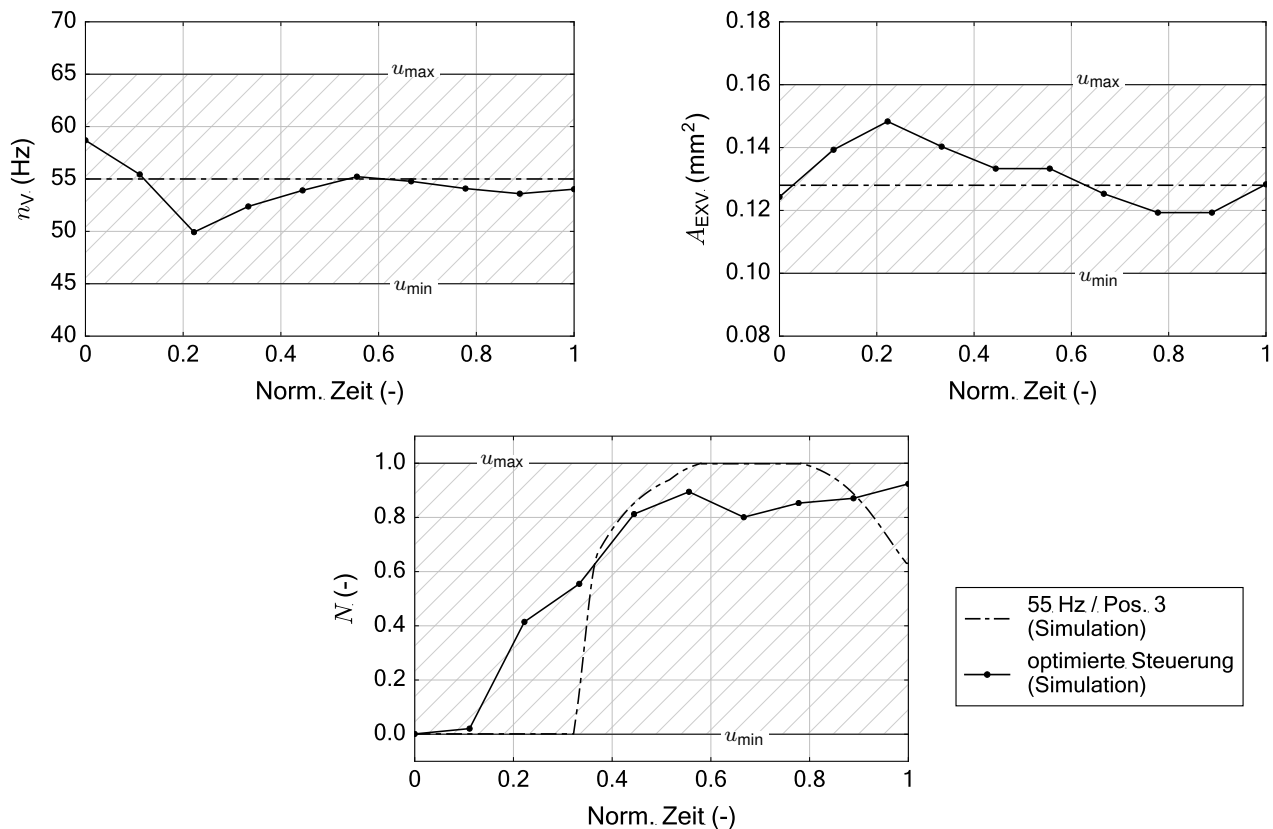


ABBILDUNG 7.13: Berechnete optimale Steuergrößen für den Versuchstrockner: Drehzahl des Verdichters (links), effektiver Querschnitt des Expansionsventils (rechts) und normierte Drehzahl des Kühlluftgebläses (unten)

Trocknungsprozess ein Kühleffekt bewirkt werden kann, liegt mit daran, dass (I) eine zunächst hohe Verdichterdrehzahl bei Inkaufnahme einer etwas schlechteren Trocknungseffizienz mehr Energie in das System einbringt und dieses somit erwärmt und (II) eine im ersten Drittel des Prozesses größere Öffnung des EXV zu einer erhöhten Temperatur am Eintritt des Kühlers führt. Die zu Beginn sukzessive Öffnung des Expansionsventils und die Verringerung der Verdichterdrehzahl führt zusätzlich zu einer kleineren Druckdifferenz im Verdichter, einer kleinen Überhitzung und zusammen mit der aktivierten Kühlung zu einer verhältnismäßig guten Wärmepumpenleistungszahl. Um die Grenze für das untere Druckniveau nicht zu übersteigen ist im Laufe des Prozesses wieder eine Verringerung des EXV-Querschnitts und eine höhere Verdichterdrehzahl notwendig – dies verdeutlicht vor allem auch der Vergleich mit zusätzlich berechneten Optimierungsergebnissen ohne Berücksichtigung der Druckgrenze $p_{V,\text{ein}}$ als Nebenbedingung (siehe Anhang A.7). In weiterer Folge unterscheidet sich die Trocknungseffizienz dann auch kaum mehr vom Referenzprozess. Dies zeigt auch, dass durch die Begrenzung des Saugdruckes der Spielraum für einen optimierten Prozessverlauf stark eingegrenzt wird und vor allem der Aufheizprozess im Fokus der Optimierung steht. Als zielführende Betriebsstrategie erweist sich offensichtlich eine möglichst frühe Aktivierung der Kühlung, wodurch die Leistungszahl der Wärmepumpe und in weiterer Folge auch die Trocknungsleistungszahl ansteigen. Im Vergleich zum Referenzprozess schlägt sich die deutlich höhere Wärmepumpen-Leistungszahl aber nicht in vollem Umfang auf die Trocknungseffizienz nieder. Durch die geringere Verdichterleistung wird nämlich gleichzeitig ein ungünstigeres Leistungsverhältnis Φ_p erreicht, außerdem findet die Luftfeuchtung aufgrund der günstigeren Wärmeübertragungseigenschaften im Verdampfer auf einem geringeren Temperaturniveau statt, sodass Φ_{lat} ebenfalls einen etwas ungünstigeren Verlauf einnimmt.

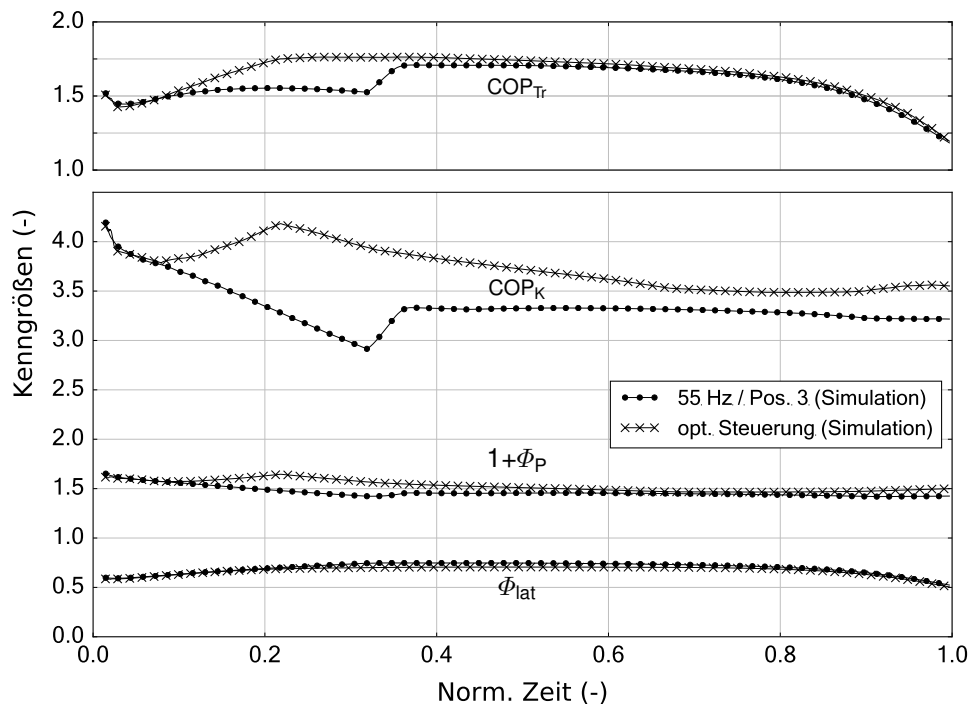


ABBILDUNG 7.14: Verlauf einzelner Systemkenngrößen für den Wärmepumpentrockner über der normierten Trocknungszeit mit und ohne optimierter Steuerung des Systems – jeweils Simulationsergebnisse

Abbildung 7.15 zeigt Kältemittel- und Prozessluftkreislauf nach Hälfte der Trocknungszeit. Der Saugdruck liegt jeweils im Grenzbereich von 54bar. Als wichtige Erkenntnis kann festgehalten werden, dass das Kühlluftgebläse nicht erst zum Regeln von kritischen Prozessgrößen (Druckniveau am Saugstutzen) aktiviert werden soll. Durch die optimierte dynamische Betriebsweise entsteht genau dann ein Vorteil, wenn im Referenzfall die Kühlung noch ausgeschaltet bleibt, da noch keine Anforderung der Regelung besteht, aber bereits ein Kühleffekt möglich wäre. Außerdem ist das Erreichen der maximalen Drehzahl für das Kühlluftgebläse ebenso ungünstig. Die berechneten Verläufe der Steuergrößen hängen eng mit dem Verhalten der einzelnen Komponenten und den Wechselwirkungen untereinander zusammen. Für ein abweichendes System kann der Verlauf auch qualitativ unterschiedlich ausfallen.

Die Berücksichtigung des maximalen Saugdrucks für die Anlage schränkt wie erwähnt den Betriebsbereich ein, was sich auch auf die maximal erzielbare Trocknungseffizienz auswirken kann. Um dies zu überprüfen wurden weitere Optimierungsrechnungen durchgeführt, welche diese Randbedingung nicht berücksichtigt. Die entsprechenden Ergebnisse sind im Anhang A.7 angeführt und zeigen eine weitere Effizienzsteigerung von zwei Prozentpunkten. Allerdings steigt der Saugdruck im Betrieb dann auf ca. 60bar an. Auch wenn der zu erwartende Vorteil eher gering ausfällt, zeigt sich dadurch, dass die Verwendung eines für höhere Saugdrücke angepassten Verdichters vorteilhaft wäre.

Experimenteller Nachweis

Um das berechnete Potenzial messtechnisch zu validieren, wurden die Steuertrajektorien gemäß Abbildung 7.13 auf die Versuchsanlage übertragen. Dabei konnte über mehrere Versuche eine messbare Effizienzsteigerung von 1,5% nachgewiesen werden (siehe Abbildung 7.16). Auch wenn im Versuch nicht der volle Umfang von 2,5% ausgeschöpft werden konnte zeigt sich, dass unter Berücksichti-

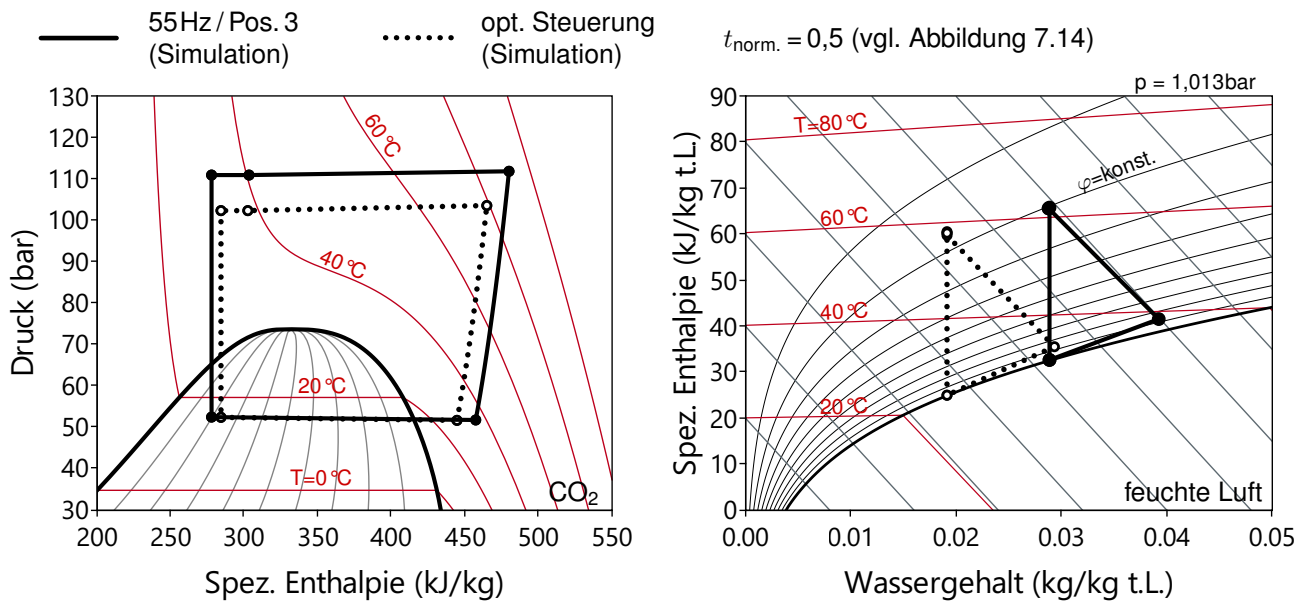


ABBILDUNG 7.15: Kältemittel- und Luftzustände im Wärmepumpentrockner nach der Hälfte der Trocknungszeit (vgl. Abbildung 7.14). Vergleich zwischen Standardbetrieb und optimierter Steuerung des Systems – jeweils Simulationsergebnisse

gung der Messungenauigkeit die Pareto-Front durch eine optimierte Betriebsweise von Verdichter, Expansionsventil und Kühlluftgebläse hin zu günstigeren Leistungsdaten verschoben werden kann. Zwar fällt damit die erreichbare Effizienzsteigerung geringer aus als z.B. durch den Einsatz eines internen Wärmeübertragers (siehe Abbildung 7.3), allerdings fallen bei entsprechenden Voraussetzungen der dynamischen Betriebsweise auch keine zusätzlichen Kosten an.

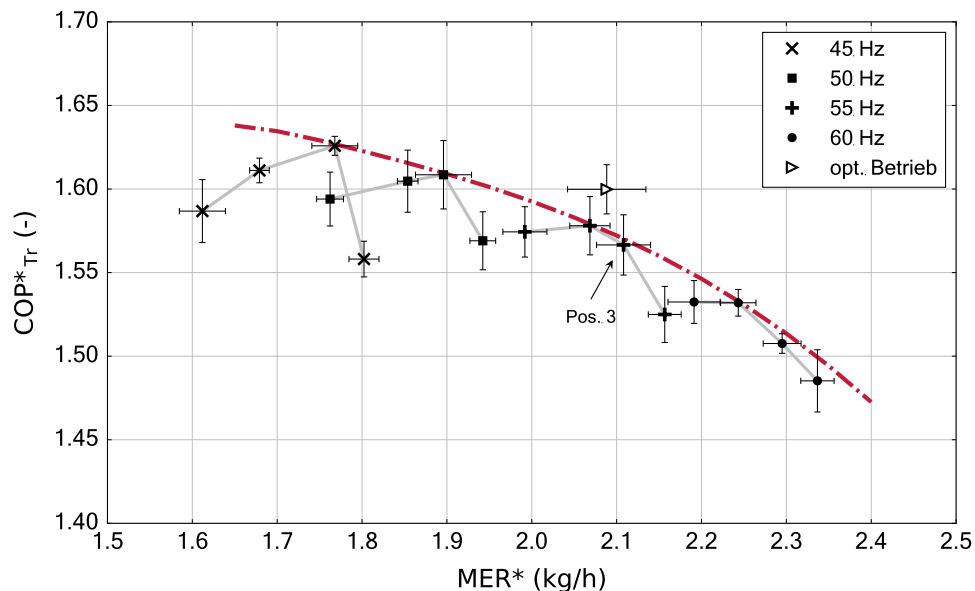


ABBILDUNG 7.16: Vergleich der Leistungsdaten: Wärmepumpentrockner (Standard) vs. optimierte Steuerung von Verdichter, EXV-Querschnitt und normierte Drehzahl des Kühlluftgebläses

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde ein Wärmepumpentrockner als komplexes dynamisches System ganzheitlich betrachtet, analysiert und zudem Maßnahmen und Methoden für die Optimierung vorgestellt. Simulation und Messung wurden in einer sich ergänzenden Weise eingesetzt, um Aussagen zu verdeutlichen, nachzuvollziehen und zu überprüfen.

Mit dem Ziel, die von Wäschetrocknern verursachten Umweltwirkungen zu reduzieren, wird ein Wärmepumpentrockner mit dem umweltfreundlichen Kältemittel CO_2 untersucht. In einer allgemeinen Beschreibung des Systems und des dynamischen Prozesses werden verschiedene Wechselwirkungen erläutert und anhand von Messdaten belegt. Trocknungsgeschwindigkeit und Energieeffizienz werden als Bewertungsgrößen und zu maximierende Zielgrößen eingeführt und erläutert. Es wird gezeigt, dass diese Größen nicht unabhängig voneinander zu betrachten sind. Eine Pareto-Front kennzeichnet optimale Betriebsbedingungen. Dessen Verlauf wird von der Hardware, aber auch der Software – z.B. Art und Anzahl von Steuergrößen – bestimmt. Eine auf dimensionslose Kennzahlen beruhende Analyse des Trockners veranschaulicht das Zusammenwirken zwischen Wärmepumpen- und Trocknungsprozess und stellt das Spannungsfeld verschiedener Einflussgrößen auf die Trocknungseffizienz dar. Weitere Analysen auf Basis des ersten und zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik runden die Systemanalyse ab. Darin wird herausgearbeitet, dass bei der untersuchten Anlage Effizienzpotenziale hauptsächlich im Kaltdampfprozess zu finden sind und dass der notwendige Energie- bzw. Exergieeinsatz auch für ein ideales System wesentlich von den Trocknungsbedingungen abhängt. Eigenschaften verlustbehafteter Komponenten führen zu zahlreichen Wechselwirkungen in einem komplexen Gesamtsystem. Dieses muss dann im dynamischen Prozessverlauf genau untersucht werden. In der Arbeit erfolgt dies neben experimentellen Untersuchungen insbesondere auch mittels detaillierter Simulationsmodelle. Diese werden auf Basis der Modellbibliothek TIL umgesetzt und im Detail beschrieben. Nach Kalibrierung und Validierung der Modelle anhand geeigneter Messdaten zeigt sich beispielsweise, dass die Wärmeabgabe im System nicht nur über den Kühler erfolgt. Vielmehr spielen das Trocknergehäuse und der Verdichter für den Wärmehaushalt des Systems eine ebenso große Rolle. Die erste Maßnahme zur Verbesserung der Systemeffizienz ist die Integration eines internen Wärmeübertragers im Kältemittelkreislauf. Die messtechnische Validierung bestätigt eine Effizienzverbesserung um ca. 7% im Vergleich zur Standardkonfiguration und bei identischer Trocknungszeit von 120 Minuten. Als weiteres Optimierungspotenzial wird eine optimierte Steuerung betrachtet. Um diese zu berechnen, werden erneut transiente Simulationsmodelle verwendet. Zwei unterschiedliche Modellansätze eignen sich zu verschiedenen Zeitpunkten in der Produktentwicklung. Ein detailliertes physikalisches Systemmodell basiert auf Grundprinzipien wie Energie- und Massenerhaltung sowie physikalischen Transportprozessen (Wärme- und Stoffübergang). Bei dem strukturell reduzierten Systemmodell wird insbesondere auf die detaillierte Abbildung des Wärmepumpenprozesses verzichtet.

Die Systemmodelle werden zur Berechnung eines optimalen Prozessverlaufs (reduziertes Modell) bzw. einer optimalen Systemsteuerung (detailliertes Modell) eingesetzt. Diese erstmals durchgeführte Optimierung der Betriebsstrategie für den Wärmepumpentrockner führt bei der untersuchten Anlage zu geringen Verbesserungen im Bereich von wenigen Prozentpunkten. An der Versuchsanlage konnte letztlich eine Effizienzverbesserung von 1,5 % messtechnisch nachgewiesen werden.

Ausblick

Um die Umwelt zu entlasten, sollte die Wäsche nach Möglichkeit auf der Leine in der Sonne, oder in ausreichend belüfteten Räumen getrocknet werden. Ist dies nicht möglich, stellt ein effizienter Wärmepumpentrockner eine gute Alternative dar. Die Optimierung des Systems wird auch zukünftig weiter voranschreiten, auch wenn große Effizienzgewinne wirtschaftlich nur mehr schwer umzusetzen sind. Eine signifikante Energieeinsparung lässt sich insbesondere durch Verlängerung der Trocknungszeit erwirken. Ansonsten stellt der Kältemittelkreislauf einen großen Stellhebel zur Verbesserung der Anlage dar. Die Nutzung eines internen Wärmeübertragers – wie in der vorliegenden Arbeit – ist diesbezüglich nur ein erster Ansatz. Insbesondere der Verdichter nimmt eine Schlüsselrolle ein, sodass dieser hinsichtlich einer Effizienzverbesserung des Gesamtprozesses weiter untersucht werden sollte. Eine zusätzliche effizienzverbessernde Maßnahme könnte auch die Nutzung eines Ejektors darstellen. Dies ist insbesondere im Zusammenhang mit dem Kältemittel CO₂ relevant, da hier die thermodynamischen Verluste im Expansionsventil in der Regel besonders hoch sind. Das Kältemittel CO₂ ist zwar eine sehr umweltfreundliche Alternative, sollte im Zusammenhang mit der Wäschetrocknung aber auch weiterhin genau auf den Prüfstand gestellt werden. Da die Trocknung auf einem hohen Temperaturniveau im Allgemeinen vorteilhaft ist, könnten auch umweltfreundliche Kältemittel zum Einsatz kommen, welche besonders für höhere Temperaturniveaus geeignet sind. Das ist allerdings nur dann sinnvoll, wenn in einem Trocknungsvorgang entsprechend hohe Temperaturen erreicht werden. Wärmeverluste und thermische Massen im System sind aus diesem Grund zu minimieren und entsprechende Effekte weiter zu untersuchen. Dabei muss beachtet werden, dass ein geringerer Energieeinsatz diesem Ziel entgegen steht, da weniger Energie für ein Erwärmen des Systems zur Verfügung steht. Ein weiterer Schlüssel für eine effiziente Trocknung ist außerdem ein hoher Luftvolumenstrom im Prozessluftkreislauf. Diese Größe wurde in der vorliegenden Arbeit nicht weiter für Optimierungsansätze betrachtet. In Zukunft sollte deshalb ein besonderer Fokus auf die Minimierung von Strömungswiderständen im Prozessluftkreislauf gelegt werden.

Die Optimalsteuerung für den Wärmepumpentrockner hat sich als kleiner Hebel zur Verbesserung der Effizienz herausgestellt. Trotzdem sollte dieses Potenzial weiterhin erforscht und genutzt werden, da keine zusätzlichen Kosten damit verbunden sind. Außerdem stehen die Ergebnisse in dieser Arbeit ausschließlich im Zusammenhang mit dem untersuchten System. Für abweichende Systeme mit anderen Komponenten, und ggf. auch abweichender Konfiguration könnte das Potenzial größer ausfallen. Für alle Untersuchungen wurde eine konstante zu trocknende Wäschebeladung zugrunde gelegt, welche die Wäschetrommel vollständig ausfüllt. In Zukunft sollten sämtliche Optimierungspotenziale auch mit geringer Beladung der Wäschetrommel untersucht und bewertet werden.

A: Anhang

A

A.1 Alternative Bestimmung der Trocknungsgeschwindigkeit

Für die Versuchsanlage wird die Trocknungsgeschwindigkeit MER in dieser Arbeit durch Analyse des Wärmepumpen- und Trocknungsprozesses messtechnisch bestimmt (siehe Abschnitt 3.3 und A.2). Alternativ kann hierfür auch das zeitliche Messsignal der Waage, d.h. die anfallende Kondensatmasse ausgewertet werden. Die Kondensatpumpe wird durch die Elektronik des Trockners im zeitlichen Abstand von 3,5 Minuten für ca. 30 Sekunden aktiviert. Somit ergibt sich das in Abbildung A.1 dargestellte treppenförmige Messsignal. Um daraus den kontinuierlichen Verlauf des anfallenden Kondensats anzunähern, wird ein Polynom an das Signal angepasst, sodass möglichst alle „oberen Kanten“ der Treppe berührt werden. Die erhaltene Funktion (sechster Ordnung) $m(t)$ kann in weiterer Folge nach der Zeit abgeleitet werden und man erhält eine Annäherung für die instantane Trocknungsgeschwindigkeit MER (siehe Abbildung A.1).

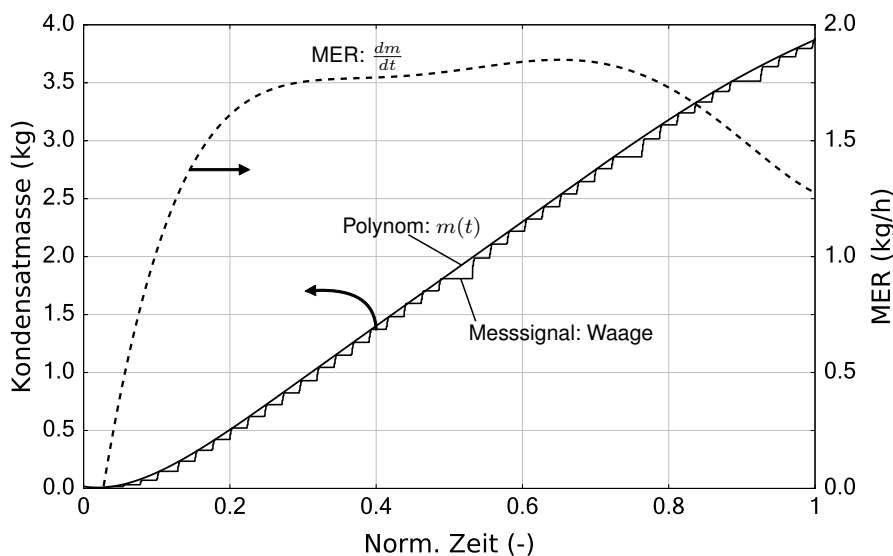


ABBILDUNG A.1: Alternative Bestimmung der instantanen Trocknungsgeschwindigkeit MER durch Auswertung des Messsignals der Waage (Kondensatmasse)

Der erhaltene zeitliche Verlauf von MER wird in der vorliegenden Arbeit lediglich zu Zwecken der Überprüfung weiterer berechneter Kenngrößen verwendet. Grund dafür ist eine zu Beginn des Prozesses große Abweichung zur tatsächlichen Trocknungsgeschwindigkeit. Diese kommt durch Wasserspeichereffekte in den Lamellen des Verdampfers zustande, die beispielsweise von Böttcher (2006) oder Korte und Jacobi (2001) beschrieben werden. Erst wenn diesbezüglich eine Sättigung auftritt, läuft das anfallende Kondensat in die dafür vorgesehene Schale ab und kann von der Kondensatpumpe abtransportiert werden. Darüber hinaus erfolgt die Aktivierung der Kondensatpumpe in zeitlich relativ großen Abständen. Dieser Umstand führt zusammen mit der Annäherung durch ein Polynom

zu einer starken Glättung des tatsächlichen Verlaufs. Kurzfristige Effekte z.B. durch sog. „Aufroller“ der Wäsche in der Trommel sind dadurch nicht mehr erkennbar.

A.2 Beispielhafte Berechnung der Messunsicherheit

Die Trocknungsgeschwindigkeit MER ist gleichbedeutend mit dem Wassermassenstrom \dot{m}_{Tr} , welcher die Wäsche verlässt (siehe Gl. 2.4). Dieser kann bei Betrachtung der Luftzustände vor und nach der Wäschetrommel wie folgt bestimmt werden:

$$\dot{m}_{Tr} = \dot{m}_{t.L.} (x_{aus} - x_{ein}) \quad (A.1)$$

Zunächst muss die erweiterte Messunsicherheit U der Messgrößen p , T und φ gemäß Gl. (3.6) und Tabelle 3.2 bestimmt werden.

$$U_p = 2 \frac{f_p}{\sqrt{3}} \quad U_T = 2 \frac{f_T}{\sqrt{3}} \quad U_\varphi = 2 \frac{f_\varphi}{\sqrt{3}} \quad (A.2)$$

Diese dienen zur Ermittlung der Wasserbeladung x , dabei wird die feuchte Luft als ideales Gemisch von trockener Luft und Wasserdampf betrachtet. Es gilt:

$$x = 0,622 \cdot \frac{p_W^s(T)}{(p/\varphi) - p_W^s(T)} = f(p, T, \varphi) \quad (A.3)$$

Hier stellt $p_W^s(T)$ den Dampfdruck von Wasser in Abhängigkeit der Temperatur dar. Dieser kann z.B. mittels Antoine-Gleichung bestimmt werden. Es sei hier erwähnt, dass Unsicherheiten in der Stoffdatenberechnung (TILMedia) an dieser Stelle unberücksichtigt bleiben, da diese im Vergleich zur Messungenauigkeit eine untergeordnete Rolle spielen. Nun wird Gl. (3.7) angewandt, um die Fehlerfortpflanzung der einzelnen Messgrößen auf die Wasserbeladung x zu berechnen.

$$U_x = \sqrt{\left(\frac{\partial x}{\partial p} U_p\right)^2 + \left(\frac{\partial x}{\partial T} U_T\right)^2 + \left(\frac{\partial x}{\partial \varphi} U_\varphi\right)^2} \quad (A.4)$$

Analog wird für den Austrittszustand vorgegangen. Aufgrund der Stoffeigenschaften kann bei unterschiedlichen Luftzuständen der Einfluss von Druck-, Temperatur- und Feuchtemessung stark variieren. Im vorliegenden Fall ist insbesondere die Sensitivität $\frac{\partial x}{\partial \varphi}$ im Zusammenhang mit der Feuchtemessung besonders groß. Dadurch hängt die exakte Bestimmung der Wasserbeladung insbesondere von der Güte der Feuchtemessung ab.

Der Luftmassenstrom wird in der beschriebenen Versuchsanlage nicht messtechnisch erfasst, sondern mittels Energiebilanz um den Gaskühler nach Gl. (3.5) bestimmt. Die Unsicherheit für den Luftmassenstrom folgt deshalb aus dem Messfehler für den berechneten Wärmestrom auf der Kältemittelseite, welcher in analoger Weise berechnet wird. Es ergibt sich in etwa eine Unsicherheit $U_{\dot{m}_{t.L.}}$ von 6% des berechneten Luftmassenstroms.

Nun wird die Fehlerfortpflanzung auf den Wassermassenstrom \dot{m}_{Tr} ermittelt. Gemäß Gl. (A.1) gilt:

$$\dot{m}_{\text{Tr}} = f(\dot{m}_{\text{t.L.}}, x_{\text{aus}}, x_{\text{ein}}) \quad (\text{A.5})$$

Die Messunsicherheit ergibt sich zu:

$$U_{\dot{m}_{\text{Tr}}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_{\text{Tr}}}{\partial \dot{m}_{\text{t.L.}}} U_{\dot{m}_{\text{t.L.}}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{\text{Tr}}}{\partial x_{\text{aus}}} U_{x_{\text{aus}}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{\text{Tr}}}{\partial x_{\text{ein}}} U_{x_{\text{ein}}}\right)^2} \quad (\text{A.6})$$

Schließlich kann die berechnete Trocknungsgeschwindigkeit inkl. der erweiterten Messunsicherheit in folgender Form angegeben werden:

$$\dot{m}_{\text{Tr}} \pm U_{\dot{m}_{\text{Tr}}} \quad (\text{A.7})$$

A.3 Modellierung von Simulationsmodellen

Kühler-Wärmestrom (strukturell reduziertes Systemmodell)

In der vorliegenden Arbeit wird der aktiv abgegebene Wärmestrom im strukturell vereinfachten Systemmodell mittels Gl. (4.40) ermittelt. Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α basiert auf Beobachtungen der Versuchsanlage (siehe S. 41).

Zur Plausibilisierung und Validierung des gewählten Ansatzes wird einerseits der annähernd lineare Zusammenhang zwischen normierter Drehzahl des Kühlluftgebläses und der ermittelten Strömungsgeschwindigkeit der Kühlluft dargestellt (Abbildung A.2, links). Hierbei ist auch die Regressionsgerade gekennzeichnet. Andererseits wird der durch Gl. (4.40) berechnete Wärmestrom dem gemessenen und über die Kältemittelseite bestimmten Wärmestrom gegenübergestellt (Abbildung A.2, rechts). Es werden für beide Darstellungen mehrere Messungen mit unterschiedlichen Verdichterdrehzahlen her-

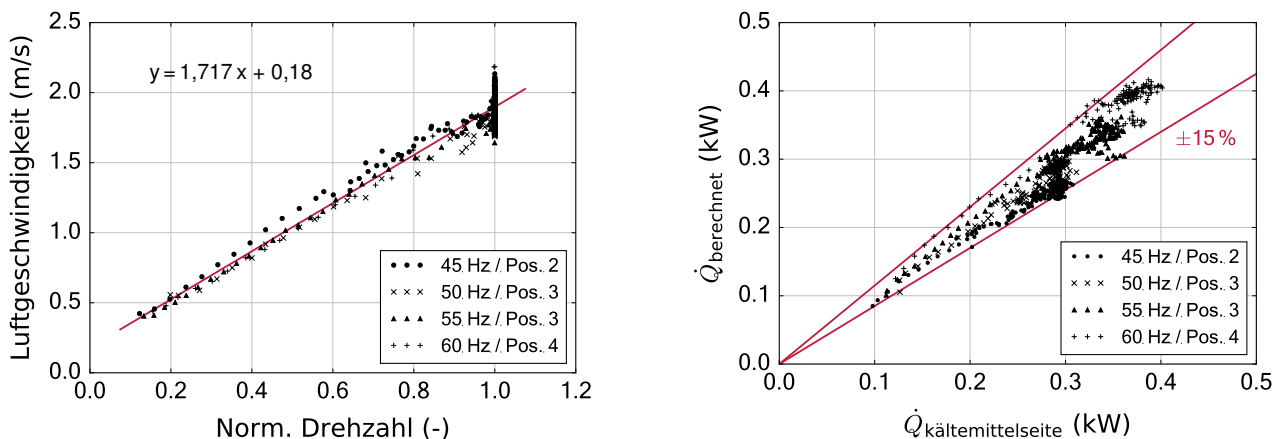


ABBILDUNG A.2: Zusammenhang der berechneten Luftgeschwindigkeit und der normierten Drehzahl bei verschiedenen Trocknungsversuchen (links) und Übereinstimmung zwischen berechneten (Gl. 4.40) und aus Versuchen (kältemittelseite) bestimmten Kühler-Wärmestrom (rechts)

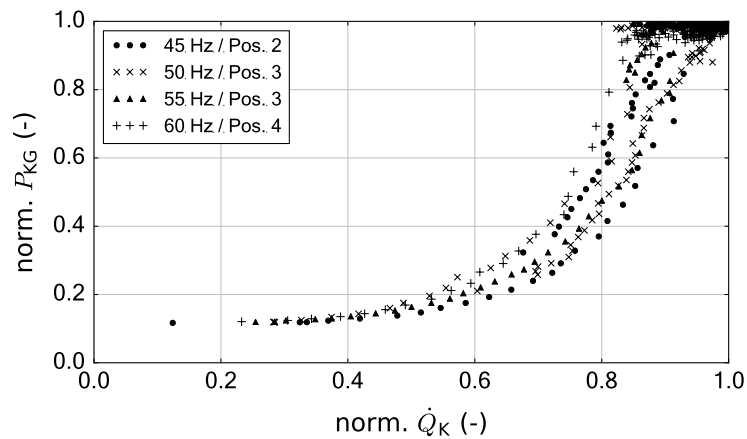


ABBILDUNG A.3: Nicht linearer Zusammenhang zwischen elektrischer Leistungsaufnahme des Kühlluftgebläses P_{KG} und abgeführten Wärmestrom \dot{Q}_K in normierter Darstellung für unterschiedliche Trocknungsprozesse

angezogen um einen breiten Betriebsbereich der Anlage abzudecken. Für den Wärmestrom lässt sich die Abweichung grob auf einen Bereich von $\pm 15\%$ eingrenzen.

Exkurs: Kühler und Aufwand für die Kühlleistung

Während die Luftgeschwindigkeit mit der Drehzahl annähernd linear zusammenhängt, gilt dies nicht für die elektrische Leistungsaufnahme. Diese nimmt mit der Drehzahl exponentiell zu. Dieser Umstand und die Charakteristik der Wärmeübertragung führen beim untersuchten Trockner zu dem in Abbildung A.3 dargestellten, von Messdaten abgeleiteten Zusammenhang zwischen elektrischer Leistungsaufnahme des Kühlluftgebläses P_{KG} und abgeführten Wärmestrom \dot{Q}_K . Hier wird verdeutlicht, dass der Aufwand für den Kühleffekt überproportional zunimmt. Die Kenntnis dieser Charakteristik ist u.a. für die Interpretation der optimalen dynamischen Betriebsweise (Abschnitt 7.2) notwendig.

A.4 Kalibrierung und Validierung von Simulationsmodellen

Kalibrierung – allgemeines Vorgehen

Die Schätzung von Parametern zur Kalibrierung von verschiedenen Modellen erfolgt mittels Koppelung von Optimierungsalgorithmus und Simulationsmodell (vgl. Abschnitte 5 und 7.2). Voraussetzung hierfür sind geeignete Messdaten (stationär oder dynamisch), die möglichst den relevanten Betriebsbereich abdecken. Abbildung A.4 skizziert das prinzipielle Vorgehen am Beispiel des Verdichters. Relevante Messdaten – z.B. aus einem Komponenten-Prüfstand – werden herangezogen um die Komponente virtuell mit identischen Randbedingungen zu beaufschlagen. Für abhängige Parameter erfolgt ein Abgleich zwischen Simulation und Messung. Die Abweichung wird durch die Anpassung eines entsprechenden Parametersatzes für das Modell minimiert, wofür ein Optimierungsalgorithmus zum Einsatz kommt.

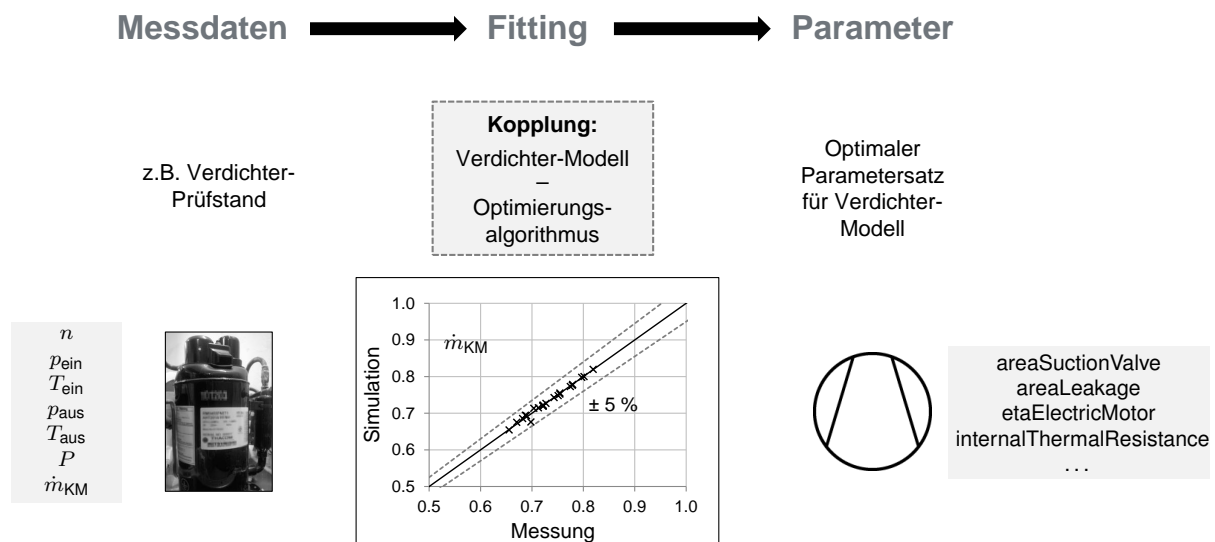


ABBILDUNG A.4: Skizze zur Modellkalibrierung am Beispiel des untersuchten CO₂-Verdichters

Prozessluftgebläse

Für die Kalibrierung des Prozessluftgebläses werden Messdaten aus einem speziellen Gebläseprüfstand verwendet. Diese sind in Tabelle A.1 dargestellt und beschreiben insgesamt sieben stationäre Betriebspunkte. Aufgrund des verwendeten Asynchronmotors hängt die tatsächliche Gebläsedrehzahl vom Lastpunkt ab.

TABELLE A.1: Messdaten zur Kalibrierung des Prozessluftgebläses

Drehzahl min ⁻¹	Volumenstrom m ³ /h	Druckdifferenz mbar	Motorleistung W
2765,0	150,8	5,97	110,3
2749,3	176,1	5,85	115,9
2730,7	200,9	5,67	119,4
2710,7	227,5	5,45	124,2
2684,4	258,4	5,05	130,5
2661,0	283,3	4,69	135,0
2640,0	306,8	4,31	138,8

Wäschetrommel

Für die Validierung des kalibrierten Trommelmodells werden Messergebnisse (je drei Versuche) mit folgenden Randbedingungen verwendet (vgl. Abbildung 3.5).

- 45Hz / Pos. 2
(geringe Trocknungstemperatur bzw.
-geschwindigkeit)
- 60Hz / Pos. 4
(hohe Trocknungstemperatur bzw.
-geschwindigkeit)

Diese stellen mit besonders geringen bzw. hohen Trocknungstemperaturen die Extremfälle auch hinsichtlich der Trocknungsgeschwindigkeit dar. Zur Gegenüberstellung des kalibrierten Modells mit den Messdaten wird die normierte Temperaturdifferenz ΔT_{norm} bzw. normierte rel. Feuchtedifferenz $\Delta \varphi_{\text{norm}}$ in Abhängigkeit der Wäscherestfeuchte bestimmt.

$$\Delta \varphi_{\text{norm}} = \frac{\Delta \varphi_{\text{WT}}}{\Delta \varphi_{\text{WT,max}}} = \frac{\varphi_{\text{WT,aus}} - \varphi_{\text{WT,ein}}}{100\% - \varphi_{\text{WT,ein}}} \quad (\text{A.8})$$

$$\Delta T_{\text{norm}} = \frac{\Delta T_{\text{WT}}}{\Delta T_{\text{WT,max,ad}}} = \frac{T_{\text{WT,ein}} - T_{\text{WT,aus}}}{T_{\text{WT,ein}} - T_{\text{WT,aus}^*}} \quad (\text{A.9})$$

Hierbei ist $T_{\text{WT,aus}^*}$ die Feuchtkugeltemperatur bezogen auf den Luftzustand am Eintritt der Trommel. Dies ist die minimal mögliche (ideale) Temperatur am Austritt im Falle eines adiabaten Trommelkörpers. Schließlich sind in Abbildung A.5 Messdaten und Modell gegenübergestellt, wobei die Streuung der einzelnen Trocknungsverläufe anhand von Fehlerbalken gekennzeichnet ist. In Abbildung A.5 ist zunächst eine gute Übereinstimmung zwischen Modell und Messung zu erkennen. Bei der normierten Feuchtedifferenz (links) zeigt sich, dass das Modell eher günstige Trocknungsverläufe darstellt, da diese im Modell etwas höher liegt. Dies lässt sich durch den günstigen Trocknungsverlauf erklären, welcher für die Kalibrierung des Modells herangezogen wurde (siehe 5.2). Bei der normierten Temperaturdifferenz (rechts) liegt die größte Abweichung zwischen Modell und Messungen bei einer hohen Wäscherestfeuchte. Die Luft-Austrittstemperatur bei der realen Anlage ist bei Betrachtung mehrerer Messungen insbesondere in der Aufheizphase etwas geringer. Dies weist darauf hin, dass das Modell hinsichtlich der thermischen Trägheit noch weiter verbessert werden könnte.

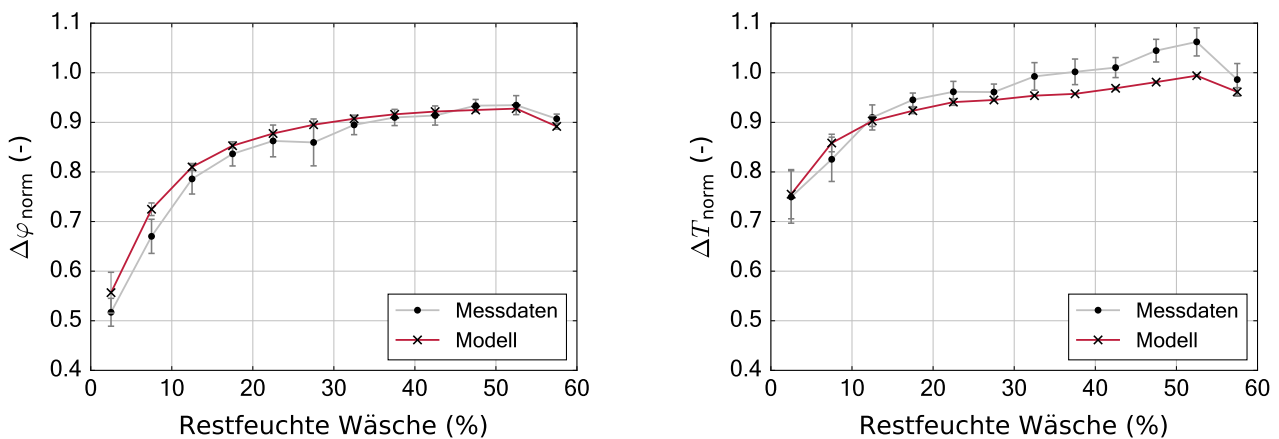


ABBILDUNG A.5: Modellvalidierung der Wäschetrommel: Anwendung des kalibrierten Wäschemodells auf verschiedene Trocknungsbedingungen und Vergleich mit den entsprechenden Messungen

A.5 Parameter kalibrierter Simulationsmodelle

In den nachfolgenden Tabelle werden wichtige Annahmen und Randbedingungen für die verwendeten Simulationsmodelle beschrieben. Die kalibrierten Parameter als Resultat der Modellkalibrierung werden hier nicht mehr zusätzlich erwähnt (siehe hierfür Tabellen 5.1-5.3).

TABELLE A.2: Wichtige Parameter des kalibrierten Wäschetrockner-Modells (I)

Name	Wert	Einheit	Beschreibung
Verdichter			
thermalMass	4250	J/K	Gesamte thermische Masse des Verdichters
alphaVLEFluidSide	1500	W/m ² K	Konstanter konvektiver Wärmeübergang zwischen Kältemittel und internen thermischen Massen
outerHeatTransferArea	0,12	m ²	Äußere Gehäuseoberfläche zur Berechnung der Wärmeabgabe durch Konvektion und Wärmestrahlung
airVelocity	0,5	m/s	Geschwindigkeit der Luftbewegung um den Verdichter zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs
Gaskühler			
geometryRecord	–	–	Siehe Tabelle 3.1
VLEFluidHeatTransferFactor	0,88	–	Korrekturfaktor zur Berechnung des mittleren Wärmeübergangs auf der Kältemittelseite
Kühler			
geometryRecord	–	–	Siehe Tabelle 3.1
Verdampfer			
geometryRecord	–	–	Siehe Tabelle 3.1
VLEFluidHeatTransferFactor	0,68	–	Korrekturfaktor zur Berechnung des mittleren Wärmeübergangs auf der Kältemittelseite
Expansionsventil			
effectiveFlowArea	0,096	mm ²	Effektive Querschnittsfläche für Position 1 Pos. 2 ⇒ 0.111 Pos. 3 ⇒ 0.0.126 Pos. 4 ⇒ 0.135 Pos. 5 ⇒ 0.144 siehe Gl. (4.24) und Tabelle 3.3
Wäschetrommel			
thermalMassDrumBody	2500	J/K	Thermische Masse des Trommelkörpers ohne Wäscheinhalt
alphaAirSide	93	W/m ² K	Konstanter konvektiver Wärmeübergang zwischen feuchter Luft und Wäsche
Kältemittel-Rohrleitungen			
alphaVLEFluidSide	500	W/m ² K	Konstanter konvektiver Wärmeübergang zwischen Kältemittel und Rohrleitungsmaterial
Luft-Rohrleitungen			
alphaAirSide	75	W/m ² K	Konstanter konvektiver Wärmeübergang zwischen Luft und Rohrleitungsmaterial
Druckverlust Prozessluft (Trommel+Filter)			
dp_nominal	2,3	mbar	Nominaler Druckverlust, siehe Gl. (4.33), nimmt 0,02 Pa/s zu
Vdot_nominal	200	m ³ /h	Nominaler Volumenstrom, Gl. (4.33)
Druckverlust Prozessluft (Verdampfer+Gaskühler)			
dp_nominal	2,4	mbar	Nominaler Druckverlust, siehe Gl. (4.33)
Vdot_nominal	200	m ³ /h	Nominaler Volumenstrom, Gl. (4.33)
Druckverluste Luft-Leckage			
dp_nominal	100	mbar	Nominaler Druckverlust, siehe Gl. (4.33)
Vdot_nominal	60	m ³ /h	Nominaler Volumenstrom, Gl. (4.33)

TABELLE A.3: Wichtige Parameter des kalibrierten Wäschetrockner-Modells (II)

Name	Wert	Einheit	Beschreibung
Trocknergehäuse			
thermalMass	10^3	J/K	Gesamte thermische Masse des Gehäusematerials
thermalResistanceAirCabinet	0,075	K/W	Konstanter thermischer Widerstand zwischen Gehäuseluft und Gehäusematerial (Konvektion)
airVolumeCabinet	0.05	m ³	Luftvolumen im Gehäuse
VdotAirCabinet	2	m ³ /h	Konstanter Volumenstrom der in das Gehäuse eindringenden Umgebungsluft
Kühlluftgebläse			
eta	0,1	–	Konstanter Wirkungsgrad des Gebläses, siehe Gl. (4.32)
Druckverlust Kühlluftstrang			
dp_nominal	1	mbar	Nominaler Druckverlust, siehe Gl. (4.33)
Vdot_nominal	150	m ³ /h	Nominaler Volumenstrom, Gl. (4.33)
Elektromotor (Prozessluftgebläse)			
eta	0,8	–	Konstanter Wirkungsgrad des elektrischen Antriebs für das Prozessluftgebläse
n	48	Hz	Konstante Drehzahl für den elektrischen Antrieb

A.6 Optimierung der Systemkonfiguration (IHX)

Abbildungen A.6 und A.7 zeigen verschiedene Prozessgrößen (Temperaturen, Drücke, rel. Luftfeuchten und el. Wirkleistungsaufnahmen) für einen Trocknungszyklus der Versuchsanlage mit eingebautem internen Wärmeübertrager (IHX).

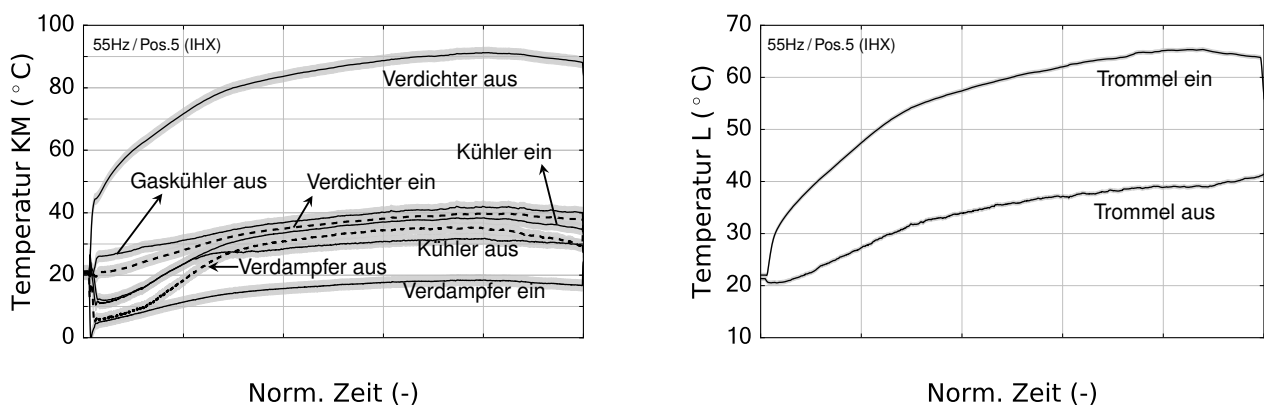


ABBILDUNG A.6: Messdaten: Kältemittel (KM)- und Lufttemperaturen (L) für einen Trocknungszyklus mit der Trocknerkonfiguration mit IHX

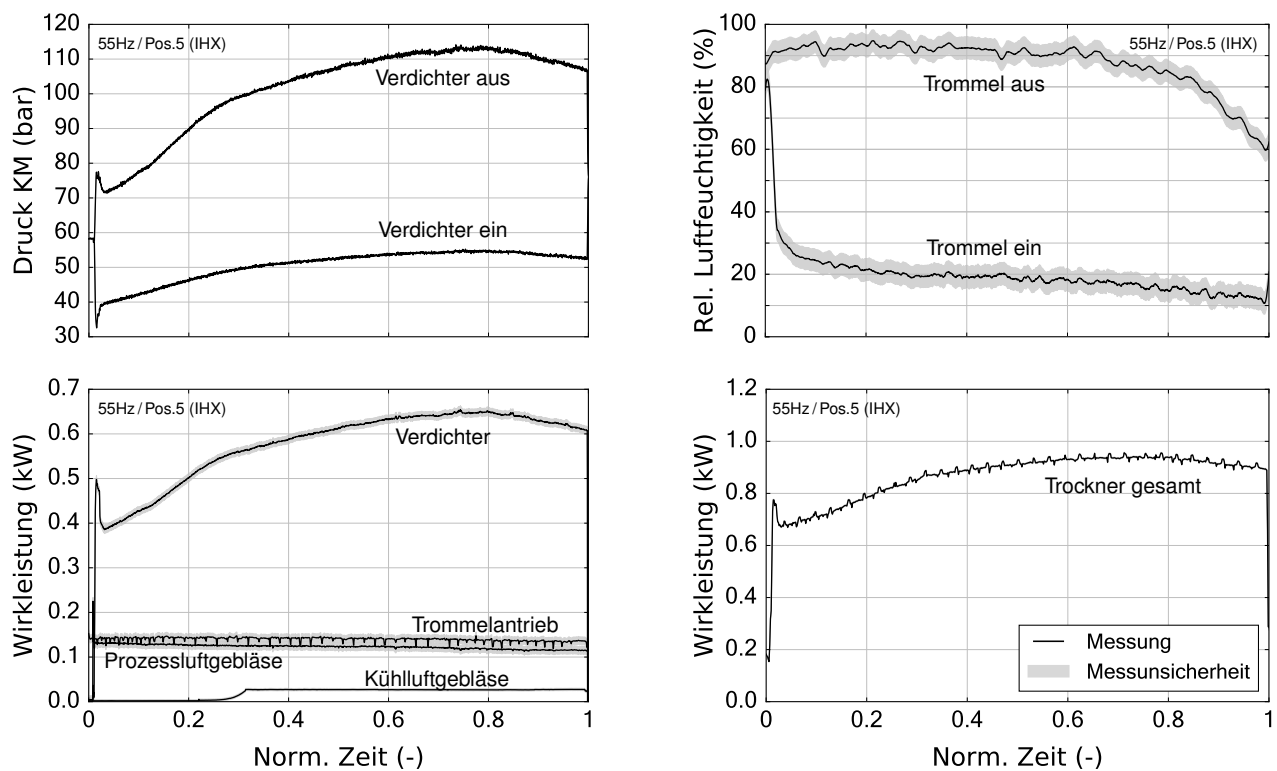


ABBILDUNG A.7: Messdaten: Kältemitteldrücke, rel. Luftfeuchten und el. Wirkleistungsaufnahmen für einen Trocknungszyklus mit der Trocknerkonfiguration mit IHX

A.7 Optimierung der Betriebsstrategie

Einstellungen für Solver und Optimierer

Die Tabellen A.4 und A.5 zeigen die verwendeten Einstellungen für den numerischen Integrator und Optimierer bei den durchgeführten Optimierungsrechnungen. Der Parameter *Tolerance* (Dassl) gibt den maximal erlaubten relativen Fehler einer numerischen Lösung an und beeinflusst verschiedene wichtige Parameter des Lösungsvorgangs wie z.B. auch die Schrittweite (Felgner et al. 2011). Für den Optimierungsalgorithmus (NLPQLP) werden die Parameteränderung *sens_step* zur Bestimmung von Gradienten und die Genauigkeit *ACC* als Konvergenzkriterium eingestellt. Für die Berechnung

TABELLE A.4: Wichtige Einstellungen für den numerischen Integrator (Dassl) und den Optimierungsalgorithmus NLPQLP für Optimierungsrechnungen mit dem vereinfachten Trocknermodell

Integrator (Dassl)	
Tolerance:	1e-10
Optimierer (NLPQLP)	
sens_type	FD (finite difference)
sens_step	1e-3
ACC (final accuracy)	1e-7
MAXFUN (function calls during line search)	20

TABELLE A.5: Wichtige Einstellungen für numerischen Integrator (Dassl) und den Optimierungsalgorithmus NLPQLP für Optimierungrechnungen mit dem detaillierten Trocknermodell

Integrator (Dassl)	
Tolerance:	1e-7
Optimierer (NLPQLP)	
sens_type	FD (finite difference)
sens_step	2e-3
ACC (final accuracy)	1e-7
MAXFUN (function calls during line search)	25

der Schrittlänge hin zum Optimum sind zusätzliche *MAXFUN* Funktionsaufrufe notwendig (insbesondere bei ungenauer Gradientenbestimmung). Alle weiteren Einstellungen werden als Standardwert (Default) beibehalten (Schittkowski 2015).

Optimierungsergebnisse (vereinfachtes Modell)

Als Optimierungsergebnisse für das vereinfachte Modell werden die berechneten Steuertrajektorien für eine maximale Trocknungseffizienz (verschiedene Szenarien, A.8) und mit sukzessiver Begrenzung der Trocknungszeit für das Basisszenario (A.9) dargestellt.

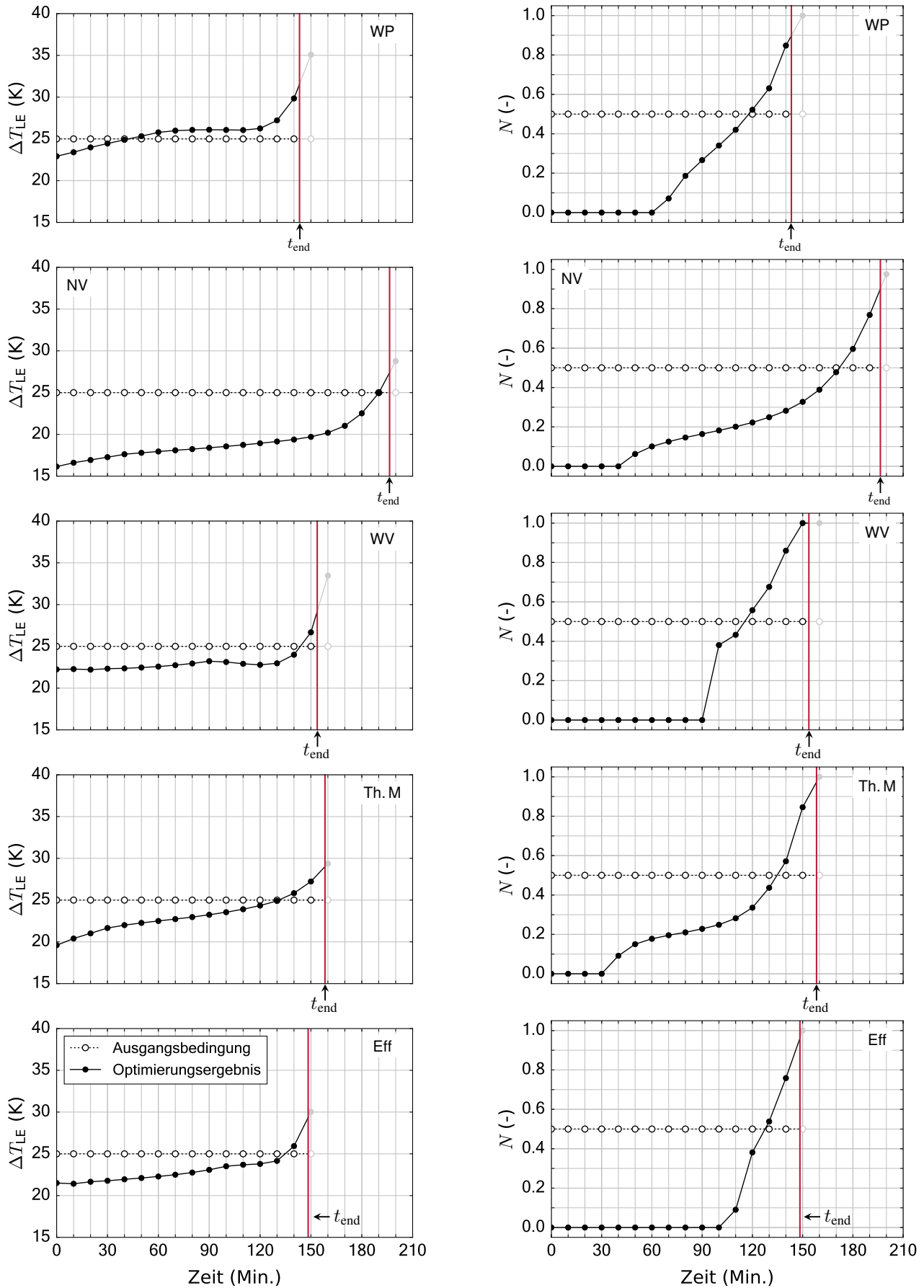


ABBILDUNG A.8: Optimierte Steuergrößen für eine maximale Trocknungseffizienz bei verschiedenen Szenarien

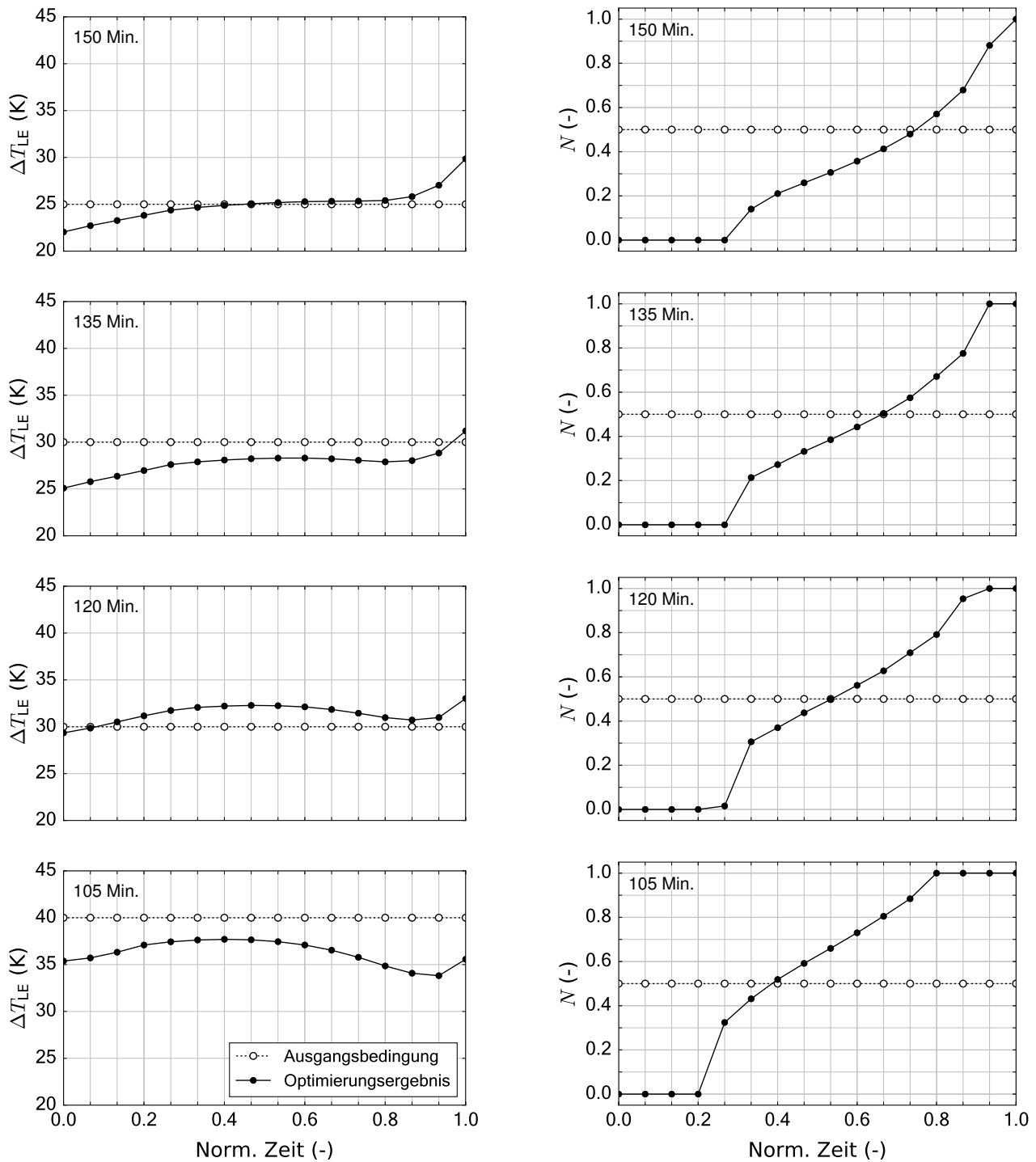


ABBILDUNG A.9: Optimierte Steuergrößen für eine maximale Trocknungseffizienz bei Begrenzung der Trocknungszeit (Basisszenario)

Optimierungsergebnisse (detailliertes Modell)

Als Optimierungsergebnisse für die Versuchsanlage werden in A.10 berechnete Steuertrajektorien für eine maximale Trocknungseffizienz bei einer auf 120 Minuten begrenzten Trocknungszeit dargestellt. Eine Einschränkung (implizite Nebenbedingung) hinsichtlich des Kältemitteldruckes am Eintritt des Verdichters wird hier *nicht* berücksichtigt. Tabelle A.6 fasst die Randbedingungen für das Optimize-

TABELLE A.6: Beschreibung des Optimierungsproblems zur Berechnung einer optimierten Steuerung des Wärmepumpentrockners für eine maximale Trocknungseffizienz bei begrenzter Trocknungszeit. Ohne Einschränkung bezüglich des Kältemitteldruckes am Saugstutzen des Verdichters

Zielfunktion: F	
E_{ges}	Gesamter Energieverbrauch am Ende der Trocknung
Nebenbedingungen:	
$t_{\text{end}} < t_{\text{max}}$	Begrenzung der Trocknungszeit auf $t_{\text{max}} = 120$ Min.
Steuertrajektorien: $\tilde{u}(t, p)$	
$45 \leq n_V \leq 65$	Stückweise linear, $\Delta t = 800$ s Verdichterfrequenz [Hz]
$0,1 \leq A_{\text{EXV}} \leq 0,16$	Verdichterfrequenz [Hz]
$0 \leq N \leq 1$	Effektiver Querschnitt des Expansionsventils [mm ²]
	Normierte Drehzahl des Kühlluftgebläses [-]

rungsproblem zusammen. In weiterer Folge wird ein simulativer Vergleich gezogen zwischen optimaler konstanter Stellgrößen (Verdichterfrequenz und EXV-Querschnitt, 55 Hz, Pos. 3) inkl. Regelung des Kühlluftgebläses und optimierter Trajektorien. Dieser erfolgt auf Basis der Systemkenngrößen (A.11) und der Prozessdarstellung im p,h- bzw. Mollier-h,x-Diagramm (A.12).

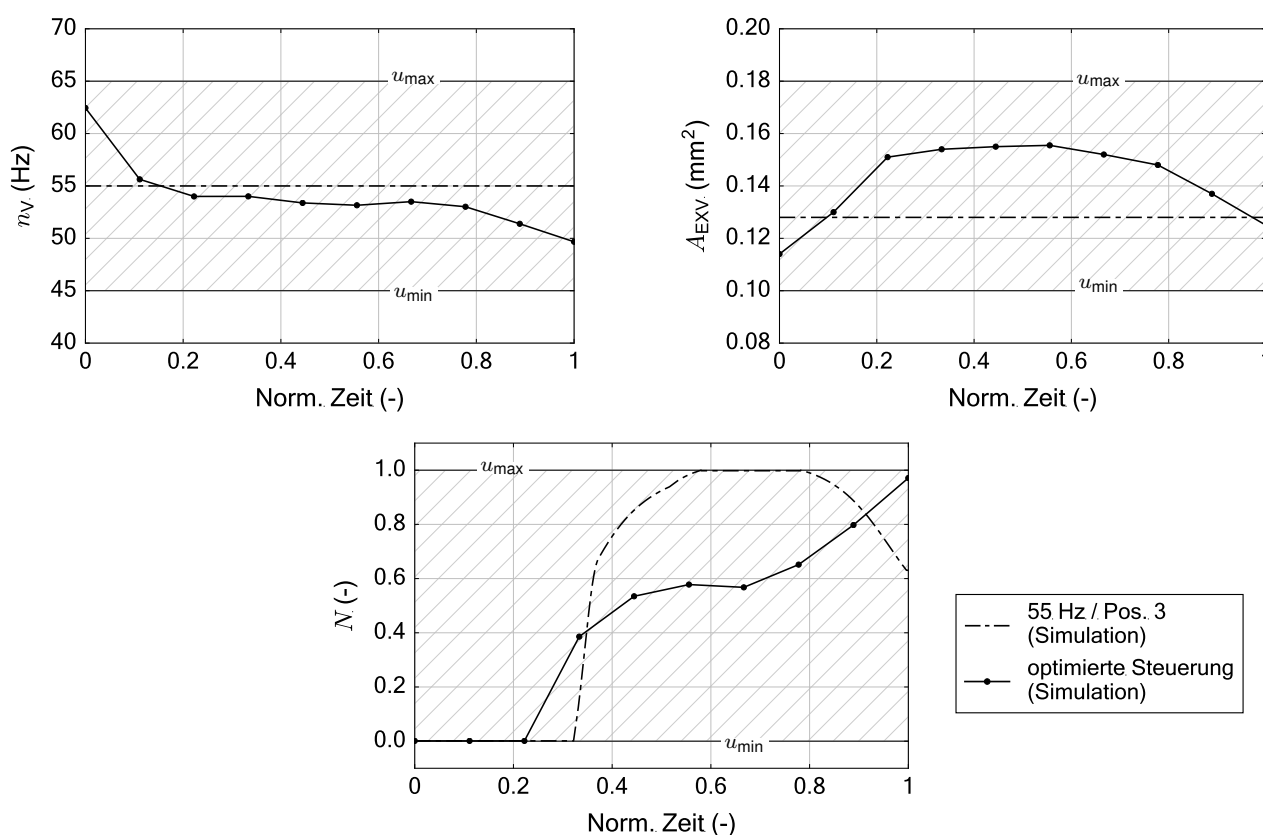


ABBILDUNG A.10: Berechnete optimale Steuergrößen für den Versuchstrockner: Drehzahl des Verdichters (links), effektiver Querschnitt des Expansionsventils (rechts) und normierte Drehzahl des Kühlluftgebläses (unten) – ohne Berücksichtigung einer Druckgrenze am Saugstutzen des Verdichters

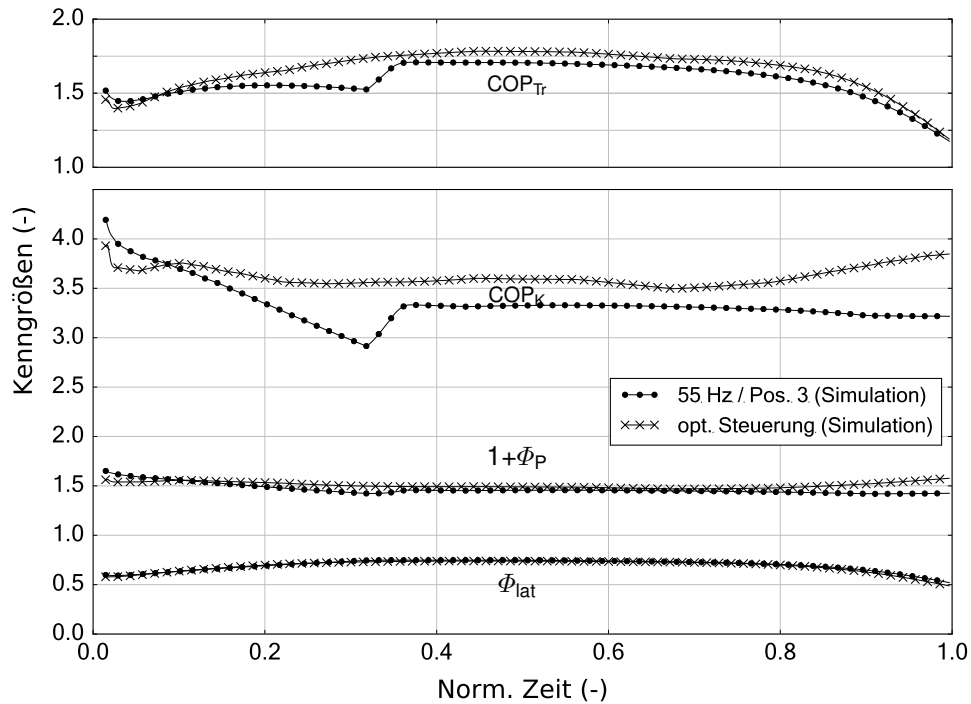


ABBILDUNG A.11: Vergleich von Systemkenngrößen: Verlauf einzelner Systemkenngrößen für den Wärmepumpentrockner über der normierten Trocknungszeit mit und ohne optimierter Steuerung des Systems – jeweils Simulationsergebnisse

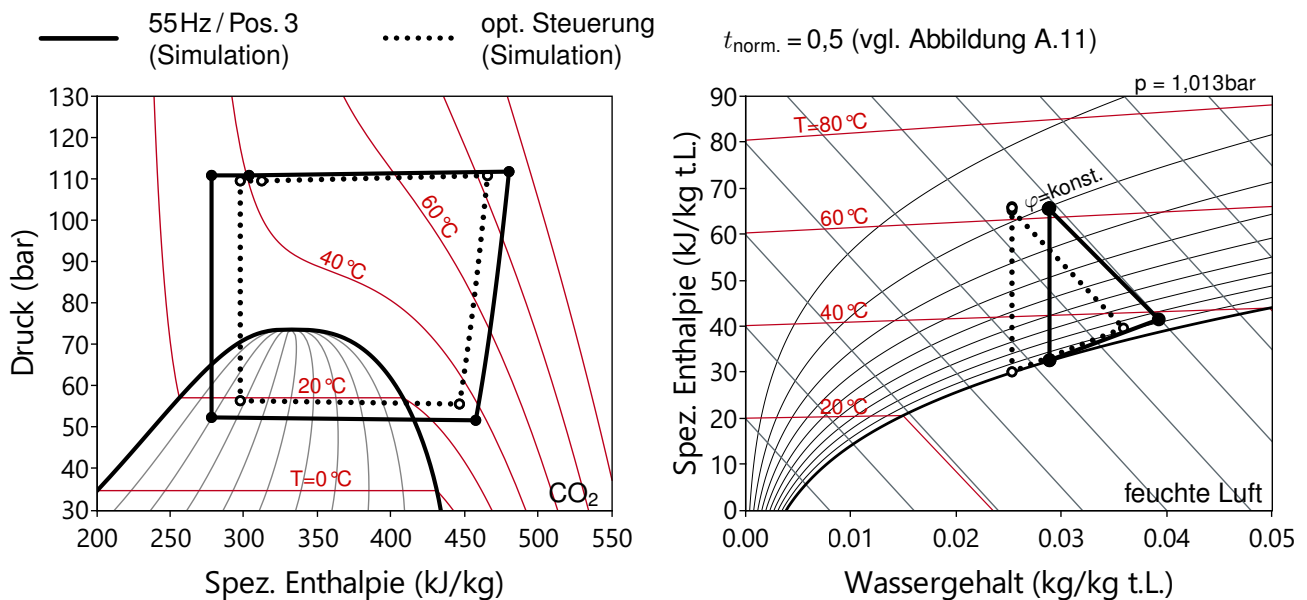


ABBILDUNG A.12: Kältemittel- und Luftzustände im Wärmepumpentrockner nach der Hälfte der Trocknungszeit (vgl. Abbildung A.11). Vergleich zwischen Standardbetrieb und optimierter Steuerung des Systems – jeweils Simulationsergebnisse

Nomenklatur

B

Abkürzungen im Text

COP	Leistungszahl, (Coefficient Of Performance)
DAE	Algebro- Differentialgleichungssystem (Differential Algebraic Equations)
EXV	Expansionsventil
FCKW	Fluorchlorkohlenwasserstoff
GWP	Treibhauswirkung, (Global Warming Potential)
HFKW	Fluorkohlenwasserstoff (auch FKW, wenn vollhalogeniert)
IHX	Interner Wärmeübertrager, (Internal Heat Exchanger)
MER	Trocknungsgeschwindigkeit, (Moisture Extraction Rate)
ODP	Ozon abbauende Wirkung, (Ozone Depletion Potential)
SMER	Auf Energieverbrauch bezogene Trocknungsgeschwindigkeit, (Specific Moisture Extraction Rate)
SQP	Optimierungsverfahren (Sequential Quadratic Programming)

Lateinische Symbole

A	Fläche	m^2
a	Empirischer Parameter	–
C	Thermische Masse	J/K
E	Exergie	J
En	Energie	J
F	Abweichung (Modell/Messung) Zielfunktion (Optimierung)	–
f	Messunsicherheit	–
h	Spez. Enthalpie	J/kg
l	Länge	m
m	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
N	Dimensionslose Drehzahl	–
n	Drehzahl	s^{-1}
Nu	Nußelt Zahl	–
P	Leistung	W
p	Druck Parametervektor	Pa –
\dot{Q}	Wärmestrom	J/s
R	Spez. Gaskonstante	J/(kg K)
r	Spez. Standardverdampfungsenthalpie von Wasser	J/kg
Rf	Restfeuchte der Wäsche	$\%$
s	Spez. Entropie	J/(kg K)
T	Temperatur	K
t	Zeit, Trocknungszeit	s

U	Erweiterte Messunsicherheit	—
V	Volumen	m^3
\dot{V}	Volumenstrom	m^3/s
X	Zulässige Menge (Optimierung)	—
x	Wasserbeladung	$\text{kg}/\text{kg}_{\text{t.L.}}$
xi	Massenanteil (Wasserdampf in feuchter Luft)	kg/kg
y	Exergievernichtungsquotient	—

Griechische Symbole

α	Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$
β	Stoffübergangskoeffizient	m/s
Δ	Differenz	—
ε	Wirkungsgrad (exergetisch)	—
η	Wirkungsgrad	—
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\text{W}/(\text{m K})$
Φ	Verhältnis	—
φ	Relative Luftfeuchte	%
ρ	Dichte	kg/m^3
σ	Standardabweichung	—

Indizes

0	zum Zeitpunkt 0 (Beginn der Trocknung)
D	Vernichtung (Depletion, Exergieanalyse)
Da	Wasserdampf
EXV	Expansionsventil
F	Aufwand (Fuel, Exergieanalyse)
GH	Trocknergehäuse
GK	Gaskühler bzw. Verflüssiger
K	Kälteleistung Kühler
KG	Kühlluftgebläse
KM	Kältemittel
L	feuchte Luft Verlust (Loss, Exergieanalyse)
LE	Lufterwärmer
LK	Luftkühler
M	Motor, E-Maschine
MD	Mitteldruckstufe (Verdichter)
NV	Nebenverbraucher
P	Nutzen (Product, Exergieanalyse) Leistung
PLG	Prozessluftgebläse
Ref	Referenzbedingung zur Berechnung der Exergie
T	Textilien, Wäsche
Tr	Trocknung
Umg	Umgebungsbedingung (Luft)

V	Verdichter
Verd	Verdampfer
Wa	flüssiges Wasser
WP	Wärmepumpe
WT	Wäschetrommel
aus	am Austritt
d	dissipiert
ein	am Eintritt
el	elektrisch
end	am Ende (der Trocknung)
ges	gesamt
id	ideal
kond	Kondensat
korr	korrigiert
lat	latente (Wärme)
mech	mechanisch
norm	normiert
o	oberes (Temperaturniveau)
t.L.	trockene Luft
u	unteres (Temperaturniveau)
α	Konvektion
λ	Wärmeleitung

Abbildungsverzeichnis

C

Abb. 2.1:	Fließbild des untersuchten Wärmepumpentrockners gemäß aktuellem Stand der Technik	9
Abb. 2.2:	Kältemittel- und Luftzustände im Wärmepumpentrockner (Mollier-h,x- und p,h-Diagramm)	9
Abb. 2.3:	Trocknungsverhalten von Textilien: Restfeuchte und Wäschetemperatur	10
Abb. 2.4:	Qualitative Systemcharakteristik für den untersuchten Wärmepumpentrockner . . .	13
Abb. 3.1:	Versuchsstand des CO ₂ -Wärmepumpentrockners und entsprechendes Schema der Komponentenanzordnung	17
Abb. 3.2:	Gemessene Kältemittelzustände im Wärmepumpentrockner mit unterschiedlicher Kältemittelfüllmenge	18
Abb. 3.3:	Fließbild des untersuchten Wärmepumpentrockners mit dem Kältemittel CO ₂ inklusive eingebauter Messstellen bei der Versuchsanlage	20
Abb. 3.4:	Gemessene instantane und durchschnittliche Trocknungsgeschwindigkeit MER bzw. MER* des untersuchten Wärmepumpentrockners bei einer beispielhaften Trocknung zur Verdeutlichung der berechneten Messunsicherheit und Plausibilisierung der Messdaten	23
Abb. 3.5:	Gemessene Energieeffizienz COP _{Tr} * und Trocknungsgeschwindigkeit MER* des untersuchten Wärmepumpentrockners bei verschiedenen Verdichter-drehzahlen und Schieberpositionen des EXV	25
Abb. 4.1:	Aufbau des Trocknergehäuse-Modells	28
Abb. 4.2:	Aufbau des Trommel-Modells	31
Abb. 4.3:	Aufbau des Verdichter-Modells	34
Abb. 4.4:	Objektdiagramm des Wärmepumpentrockner-Modells	38
Abb. 4.5:	Struktur des Trocknermodells mit vereinfachten Modellannahmen	41
Abb. 5.1:	V-Ansatz zur Überprüfung und Validierung von Komponenten- und Systemmodellen	43
Abb. 5.2:	Modellkalibrierung des Prozessluftgebläses: Vergleich des kalibrierten Modells mit Messdaten	45
Abb. 5.3:	Modellkalibrierung der Wäschetrommel: Vergleich des kalibrierten Wäschetrommel-Modells mit den Messdaten (inkl. Messunsicherheit) bei identischen Eintrittsbedingungen	46
Abb. 5.4:	Ein- und Austrittszustände am Verdichter der 65 vermessenen Betriebspunkte zur Kalibrierung des Verdichter-Modells	47
Abb. 5.5:	Druckverlauf im Prozessluftkreislauf normiert auf den geringsten Druck vor dem Gebläse	49

Abb. 5.6:	Gegenüberstellung von Messung und Simulation: Kältemittel (KM)- und Lufttemperaturen (L), Kältemitteldrücke, rel. Luftfeuchten und el. Wirkleistungsaufnahmen	51
Abb. 5.7:	Modellvalidierung auf Systemebene: Normierter Energieverbrauch und normierte Trocknungszeit	52
Abb. 5.8:	Dynamicsicher Verlauf der Temperaturdifferenz ΔT_{LE} und der normierten Drehzahl des Kühlluftgebläses N . Eingangsgrößen zur Validierung des strukturell reduzierten Systemmodells	54
Abb. 5.9:	Modellvalidierung für das vereinfachte Trocknermodell: Zeitliche Veränderung der Luftzustände am Trommelein- und -austritt	55
Abb. 5.10:	Validierung für das vereinfachte Trocknermodell: Normierter Energieverbrauch und normierte Trocknungszeit	55
Abb. 6.1:	Steigung der Sättigungslinie feuchter Luft in Abhängigkeit der Temperatur	57
Abb. 6.2:	Vergleich von Systemkenngrößen und der resultierenden Trocknungseffizienz COP_{Tr} zweier Zyklen in Abhängigkeit der normierten Trocknungszeit	60
Abb. 6.3:	Systemkenngrößen und Trocknungseffizienz COP_{Tr} eines idealen Wärmepumpentrockners in Abhängigkeit der Temperaturerhöhung und der kältesten Temperatur im Prozessluftkreislauf	62
Abb. 6.4:	Skizze zur Darstellung relevanter Energieströme über die Systemgrenze des Wärmepumpentrockners	64
Abb. 6.5:	Exergiebilanz für das gesamte System und einzelne Komponenten	66
Abb. 6.6:	Mollier-h,x-Diagramm für feuchte Luft mit isoexergetischen Linien	68
Abb. 6.7:	Exergievernichtung der einzelnen Komponenten über die normierte Trocknungszeit	72
Abb. 7.1:	Fließbild des untersuchten Wärmepumpentrockners mit internem Wärmeübertrager (IHX)	75
Abb. 7.2:	Kältemittel- und Luftzustände im Wärmepumpentrockner mit integriertem IHX (Mollier-h,x- und p,h-Diagramm)	75
Abb. 7.3:	Vergleich der Leistungsdaten: Wärmepumpentrockner (Standard) vs. mittels IHX optimierter Variante	76
Abb. 7.4:	Vergleich von Systemkenngrößen und der resultierenden Trocknungseffizienz COP_{Tr} mit und ohne internen Wärmeübertrager	77
Abb. 7.5:	Darstellung zur Approximation einer Steuertrajektorie durch stückweise lineare Funktionen	84
Abb. 7.6:	Direktes Einschießverfahren: Skizze des Lösungsweges für das dynamische Optimierungsproblem	85
Abb. 7.7:	Schrittweise Minimierung der Zielfunktion (Gesamtenergieverbrauch) durch Optimierung der Steuertrajektorien für das reduzierte Systemmodell (Basisszenario) in Abhängigkeit der Funktionsaufrufe	88
Abb. 7.8:	Optimierter Verlauf der Steuertrajektorien Temperaturhub ΔT_{LE} (links) und normierte Drehzahl des Kühlluftgebläses N (rechts) für das Basisszenario	89

Abb. 7.9:	Darstellung des optimierten dynamischen Verlaufs der Trocknung anhand des unteren Temperaturniveaus T_u und des Temperaturhubes ΔT_{LE} für verschiedene Szenarien. Die Füllung der Markierungen gibt Aufschluss über das Maß der Kühlung zu den diskreten Zeitpunkten	90
Abb. 7.10:	Trocknungseffizienz und -geschwindigkeit für alle untersuchten Szenarien bei optimierten Trajektorien für eine maximale Effizienz	92
Abb. 7.11:	Darstellung des optimierten dynamischen Verlaufs der Trocknung: Basisszenario mit begrenzter Trocknungszeit	93
Abb. 7.12:	Mittels optimierter Betriebsweise erreichbare Leistungsdaten COP_{Tr}^* und MER^* auf Basis des reduzierten Systemmodells (links) und relative Abweichung der entsprechenden Werte hinsichtlich maximaler Effizienz (rechts)	93
Abb. 7.13:	Berechnete optimale Steuergrößen für den Versuchstrockner: Drehzahl des Verdichters (links), effektiver Querschnitt des Expansionsventils (rechts) und normierte Drehzahl des Kühlluftgebläses (unten)	96
Abb. 7.14:	Verlauf einzelner Systemkenngrößen für den Wärmepumpentrockner über der normierten Trocknungszeit mit und ohne optimierter Steuerung des Systems – jeweils Simulationsergebnisse	97
Abb. 7.15:	Kältemittel- und Luftzustände im Wärmepumpentrockner nach der Hälfte der Trocknungszeit (vgl. Abbildung 7.14). Vergleich zwischen Standardbetrieb und optimierter Steuerung des Systems – jeweils Simulationsergebnisse	98
Abb. 7.16:	Vergleich der Leistungsdaten: Wärmepumpentrockner (Standard) vs. optimierte Steuerung von Verdichter, EXV-Querschnitt und normierte Drehzahl des Kühlluftgebläses	98
Abb. A.1:	Alternative Bestimmung der Trocknungsgeschwindigkeit MER (Waage)	101
Abb. A.2:	Für die Berechnung und Validierung des Kühler-Wärmestroms verwendeten Messdaten	103
Abb. A.3:	Nicht linearer Zusammenhang zwischen elektrischer Leistungsaufnahme des Kühlluftgebläses P_{KG} und abgeführten Wärmestrom \dot{Q}_K in normierter Darstellung für unterschiedliche Trocknungsprozesse	104
Abb. A.4:	Skizze zur Modellkalibrierung am Beispiel des untersuchten CO_2 -Verdichters . . .	105
Abb. A.5:	Modellvalidierung der Wäschetrommel: Anwendung des kalibrierten Wäschemodells auf verschiedene Trocknungsbedingungen und Vergleich mit den entsprechenden Messungen	106
Abb. A.6:	Messdaten: Kältemittel (KM)- und Lufttemperaturen (L) für einen Trocknungszyklus mit der Trocknerkonfiguration mit IHX	108
Abb. A.7:	Messdaten: Kältemitteldrücke, rel. Luftfeuchten und el. Wirkleistungsaufnahmen für einen Trocknungszyklus mit der Trocknerkonfiguration mit IHX	109
Abb. A.8:	Optimierte Steuergrößen für eine maximale Trocknungseffizienz bei verschiedenen Szenarien	111
Abb. A.9:	Optimierte Steuergrößen für eine maximale Trocknungseffizienz bei Begrenzung der Trocknungszeit (Basisszenario)	112

Abb. A.10: Berechnete optimale Steuergrößen für den Versuchstrockner: Drehzahl des Verdichters (links), effektiver Querschnitt des Expansionsventils (rechts) und normierte Drehzahl des Kühlluftgebläses (unten) – ohne Berücksichtigung einer Druckgrenze am Saugstutzen des Verdichters	113
Abb. A.11: Vergleich von Systemkenngößen: Verlauf einzelner Systemkenngößen für den Wärmepumpentrockner über der normierten Trocknungszeit mit und ohne optimierter Steuerung des Systems – jeweils Simulationsergebnisse	114
Abb. A.12: Kältemittel- und Luftzustände im Wärmepumpentrockner nach der Hälfte der Trocknungszeit (vgl. Abbildung A.11). Vergleich zwischen Standardbetrieb und optimierter Steuerung des Systems – jeweils Simulationsergebnisse	114

Tabellenverzeichnis

Tab. 3.1:	Konfiguration der in der Versuchsanlage eingesetzten Wärmeübertrager	16
Tab. 3.2:	Messgrößen und die zugehörige Messunsicherheit gemäß Herstellerangaben	21
Tab. 3.3:	Versuchsmatrix: Verdichterdrehzahlen und Schieberpositionen des Expansionsventils	25
Tab. 5.1:	Angepasste Parameter des kalibrierten Modells für das Prozessluftgebläse	45
Tab. 5.2:	Angepasste Parameter des kalibrierten Wäschetrockner-Modells	47
Tab. 5.3:	Angepasste Parameter des kalibrierten Verdichter-Modells	48
Tab. 5.4:	Angepasste Parameter des kalibrierten, strukturell reduzierten Systemmodells . . .	53
Tab. 6.1:	Definition des exergetischen Nutzens und Aufwands, sowie die Beschreibung der Exergievernichtung für einzelne Komponenten des Wärmepumpentrockners	69
Tab. 6.2:	Exergetische Kenngrößen für den Wärmepumpentrockner (55Hz / Pos.3)	72
Tab. 7.1:	Definition des exergetischen Nutzens und Aufwands, sowie die Beschreibung der Exergievernichtung für den internen Wärmeübertrager (IHX) im Wärmepumpentrockner	79
Tab. 7.2:	Vergleich exergetischer Kenngrößen für den Wärmepumpentrockner mit und ohne internen Wärmeübertrager (IHX)	79
Tab. 7.3:	Untersuchte Szenarien für Systemverbesserungen durch Optimierung von Steuertrajektorien und entsprechende Berücksichtigung durch konstante Parameter im reduzierten Wäschetrocknermodell	87
Tab. 7.4:	Beschreibung des Optimierungsproblems zur Berechnung einer optimierten Betriebsweise des Wärmepumpentrockners für eine maximale Trocknungseffizienz .	88
Tab. 7.5:	Beschreibung des Optimierungsproblems zur Berechnung einer optimierten Betriebsweise des Wärmepumpentrockners für eine maximale Trocknungseffizienz bei begrenzter Trocknungszeit	92
Tab. 7.6:	Beschreibung des Optimierungsproblems zur Berechnung einer optimierten Steuerung des Wärmepumpentrockners für eine maximale Trocknungseffizienz bei begrenzter Trocknungszeit	95
Tab. A.1:	Messdaten zur Kalibrierung des Prozessluftgebläses	105
Tab. A.2:	Wichtige Parameter des kalibrierten Wäschetrockner-Modells (I)	107
Tab. A.3:	Wichtige Parameter des kalibrierten Wäschetrockner-Modells (II)	108
Tab. A.4:	Wichtige Einstellungen für den numerischen Integrator (Dassl) und den Optimierungsalgorithmus NLPQLP für Optimierungsrechnungen mit dem vereinfachten Trocknermodell	109

Tab. A.5:	Wichtige Einstellungen für numerischen Integrator (Dassl) und den Optimierungsalgorithmus NLPQLP für Optimierungrechnungen mit dem detaillierten Trocknermodell	110
Tab. A.6:	Beschreibung des Optimierungsproblems zur Berechnung einer optimierten Steuerung des Wärmepumpentrockners für eine maximale Trocknungseffizienz bei begrenzter Trocknungszeit. Ohne Einschränkung bezüglich des Kältemitteldruckes am Saugstutzen des Verdichters	113

Literaturverzeichnis

E

- Alpögger, Thomas (2018): *Ganzheitliche Untersuchung von Haushalts-Wäschetrocknern insbesondere hinsichtlich des Einsatzes umweltfreundlicher Kältemittel und Steigerung der Energieeffizienz*. Bericht: Technische Universität Braunschweig, Institut für Thermodynamik.
- Alpögger, Thomas; Tegethoff, Wilhelm; Bockholt, Marcos et al. (2016a): *Optimierung eines Kleingewerbe-Wäschetrockners mit CO₂-Wärmepumpe*. DKV-Tagung. Kassel, Deutschland.
- (2016b): *System Analysis and Optimization of a CO₂ Heat Pump Tumble Dryer*. 12th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants. Edinburgh, United Kingdom.
- Alpögger, Thomas; Tegethoff, Wilhelm; Schröder, Andreas et al. (2016c): *Experimental Study and System Analysis of a CO₂ Heat Pump Tumble Dryer*. The 20th International Drying Symposium. Gifu, Japan.
- Badescu, V. (2017): *Optimal Control in Thermal Engineering*. Studies in Systems, Decision and Control. Springer International Publishing.
- Baehr, Hans Dieter; Stephan, Karl (2016): *Wärme- und Stoffübertragung*. 9. Aufl. Springer Vieweg.
- Bartl, Martin (2013): *Dynamische Optimierung zur Identifikation von Regulationsstrategien des Stoffwechsels*. Dissertation: Technische Universität Ilmenau.
- BDEW [Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e. V.] (2016): *Stromverbrauch im Haushalt*. Berlin: BDEW.
- (2017): *Stromverbrauch nach Verbrauchergruppe in Deutschland im Jahr 2016*. Zugriff am 25. Juli 2017. URL: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/170390/umfrage/stromverbrauch-nach-sektoren-in-deutschland>.
- Becken, Katja; Graaf, Daniel de; Elsner, Cornelia et al. (2010): *Fluorierte Treibhausgase vermeiden – Wege zum Ausstieg*. Umweltbundesamt.
- Bejan, Adrian (2006): *Exergy Analysis*. In: *Advanced Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons, S. 195–212.
- Bejan, Adrian; Tsatsaronis, George; Moran, Michael (1996): *Thermal Design and Optimization*. John Wiley & Sons.
- Bengtsson, Peder; Berghel, Jonas; Renström, Roger (2014): *Performance Study of a Closed-Type Heat Pump Tumble Dryer Using a Simulation Model and an Experimental Set-Up*. In: *Drying Technology* 32.8, S. 891–901.
- Betts, John T. (1998): *Survey of Numerical Methods for Trajectory Optimization*. In: *Journal of Guidance, Control and Dynamics* 21.2, S. 193–207.
- BITZER Kühlmaschinenbau GmbH (2016): *Kältemittel-Report*. 19. Auflage.
- Bockholt, Marcos (2009): *Dynamische Optimierung von mobilen CO₂ Klimaanlage mit innovativen Komponenten*. Dissertation: Technische Universität Braunschweig.

- Boeng, Joel; Melo, Cláudio (2014): *Mapping the energy consumption of household refrigerators by varying the refrigerant charge and the expansion restriction*. In: *International Journal of Refrigeration* 41, S. 37–44.
- Boggs, Paul T.; Tolle, Jon W. (1995): *Sequential Quadratic Programming*. In: *Acta Numerica* 4, S. 1–51.
- Bommes, Leonhard; Fricke, Jürgen; Klaes, Klaus (2002): *Ventilatoren*. 2. Aufl. Vulkan Verlag.
- Böttcher, Christof (2006): *Wasserspeicherung in einem Pkw-Klimagerät*. Dissertation: Technische Universität Braunschweig.
- Brenan, K.; Campbell, S.; Petzold, L. (1995): *Numerical Solution of Initial-Value Problems in Differential-Algebraic Equations*. Society for Industrial und Applied Mathematics.
- Burkard, R.E.; Zimmermann, U.T. (2013): *Einführung in die Mathematische Optimierung*. Springer-Lehrbuch. Springer Berlin Heidelberg.
- Casella, Francesco; Donida, Filippo; Akesson, Johan (2011): *Object-Oriented Modeling and Optimal Control: A Case Study in Power Plant Start-Up*. 18th World Congress of International Federation of Automatic Control. Milano, Italy.
- Casella, Francesco; Leva, Alberto (2006): *Modelling of thermo-hydraulic power generation processes using Modelica*. In: *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems* 12.1, S. 19–33.
- Cavallini, A.; Zilio, C.; Brown, J. S. (2014): *Sustainability with prospective refrigerants*. In: *International Journal of Energy Research* 38.3, S. 285–298.
- Cavazzuti, M. (2012): *Optimization Methods: From Theory to Design. Scientific and Technological Aspects in Mechanics*. Springer Berlin Heidelberg.
- Ceylan, İlhan; Aktaş, Mustafa; Dogan, Hikmet (2007): *Energy and exergy analysis of timber dryer assisted heat pump*. In: *Applied Thermal Engineering* 27, S. 216–222.
- Colak, Neslihan; Hepbasli, Arif (2009a): *A review of heat pump drying: Part 1 – Systems, models and studies*. In: *Energy Conversion and Management* 50.9, S. 2180–2186.
- (2009b): *A review of heat-pump drying (HPD): Part 2 – Applications and performance assessments*. In: *Energy Conversion and Management* 50.9, S. 2187–2199.
- Coskun, Can; Bayraktar, Murad; Oktay, Zuhail et al. (2009): *Energy and exergy analyses of an industrial wood chips drying process*. In: *International Journal of Low-Carbon Technologies* 4.4, S. 224–229.
- Czapla, Nicholas Joseph; Inamdar, Harshad; Barta, Riley et al. (2016): *Theoretical Analysis of the Impact of an Energy Recovery Expansion Device in a CO₂ Refrigeration System*. International Compressor Engineering Conference. Purdue, USA. Paper 2504.
- Dai, Yu-Hong; Schittkowski, Klaus (2008): *A sequential quadratic programming algorithm with non-monotone line search*. In: *Pacific Journal of Optimization* 4.2, S. 335–351.
- Deans, J (2001): *The modelling of a domestic tumbler dryer*. In: *Applied Thermal Engineering* 21.9, S. 977–990.

- Dietl, K.; Link, K. (2018): *Start up optimization of Combined Cycle Power Plants: Controller development and real plant test results*. 5th International Conference on Control, Decision and Information Technologies (CoDIT). Thessaloniki, Greece, S. 599–604.
- DIN EN 60335:2012. *Household and similar electrical appliances – Safety*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V. Beuth Verlag GmbH.
- DIN EN 378:2016. *Kälteanlagen und Wärmepumpen – Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V. Beuth Verlag GmbH.
- DIN EN 61121:2005. *Wäschetrockner für den Hausgebrauch – Verfahren zur Messung der Gebrauchseigenschaften*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V. Beuth Verlag GmbH.
- Döbler, Thomas (2008): *Simulation und Visualisierung in der Produktentwicklung*. MFG-Stiftung Baden-Württemberg.
- Domanski, P.A; Didion, D.A; Doyle, J.P (1994): *Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle*. In: *International Journal of Refrigeration* 17.7, S. 487–493.
- Erbay, Zafer; Hepbasli, Arif (2013): *Advanced Exergy Analysis of a Heat Pump Drying System Used in Food Drying*. In: *Drying Technology* 31.7, S. 802–810.
- Esche, Erik; Müller, David; Wozny, Günter (2014): *Systematic Modeling for Optimization*. Proceedings of the 8th International Conference on Foundations of Computer-Aided Process Design. Computer Aided Chemical Engineering, S. 699–704.
- EU Nr. 517/2014. *Verordnung Nr. 517/2014 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 16. April 2014 über fluorierte Treibhausgase*. Europäische Union.
- Felgner, F.; Liu, L.; Frey, G. (2011): *A comparison of numerical solvers for stiff and hybrid system simulation*. VDI-Kongress Automation 2011. Baden-Baden, Germany.
- Franke, Rüdiger (2002): *Formulation of dynamic optimization problems using Modelica and their efficient solution*. 2nd International Modelica Conference. Oberpfaffenhofen, Germany.
- Ganjehsarabi, Hadi; Dincer, Ibrahim; Gungor, Ali (2014): *Exergoeconomic Analysis of a Heat Pump Tumbler Dryer*. In: *Drying Technology* 32.3, S. 352–360.
- Genic, Srbislav; Arandjelović, Ivan; Kolendić, Petar et al. (2011): *A Review of Explicit Approximations of Colebrook's Equation*. In: *FME Transactions* 39.2, S. 67–71.
- Gopalnarayanan, S.; Radermacher, R. (1997): *Heat Pump Assisted Dryer Using Refrigerant Mixtures – Batch Mode Drying*. In: *Transactions - American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE)* 103, S. 888–898.
- Gräber, Manuel (2014): *Energieoptimale Regelung von Kälteprozessen*. Dissertation: Technische Universität Braunschweig.
- Gräber, Manuel; Fritzsche, Jörg; Tegethoff, Wilhelm (2017): *From system model to optimal control - A tool chain for the efficient solution of optimal control problems*. 12th International Modelica Conference. Prague, Czech Republic.
- Gräber, Manuel; Kosowski, Kai; Richter, Christoph et al. (2009): *Modeling of heat pumps with an object-oriented model library for thermodynamic systems*. 6th Vienna International Conference on Mathematical Modelling MATHMOD. Vienna, Austria.

- Honma, M.; Tamura, T.; Yakumaru, Y. et al. (2006): *Experimental Study on Compact Heat Pump System for Clothes Drying Using CO₂ as a Refrigerant*. 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants. Trondheim, Norway.
- Icha, Petra (2017): *Entwicklung der spezifischen Kohlendioxid-Emissionen des deutschen Strommix in den Jahren 1990 – 2016*. Dessau-Roßlau: Umweltbundesamt.
- Ip, Ralph Wai Lam; Wan, Elvis Lok Cheong (2012): *The New Use of Diffusion Theories for the Design of Heat Setting Process in Fabric Drying*. In: *Advances in Modeling of Fluid Dynamics*. Hrsg.: Chaoqun Liu. InTech. Kap. 7.
- Jangam, Sachin V.; Mujumdar, Arun S. (2011): *Heat Pump Assisted Drying Technology – Overview with Focus on Energy, Environment and Product Quality*. In: *Energy Savings*. Bd. 4: Modern Drying Technology. Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, S. 121–162.
- JCGM [Joint Committee for Guides in Metrology] (2008): *Evaluation of Measurement Data – Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement*. Joint Committee for Guides in Metrology.
- Kim, Man-Hoe; Pettersen, Jostein; Bullard, Clark W. (2004): *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 30.2, S. 119–174.
- Klöcker, Karsten (2001): *Experimentelle Untersuchung und energetische Bewertung eines gewerblichen Wärmepumpen-Wäschetrockners mit dem natürlichen Arbeitsstoff CO₂*. Dissertation: Universität Essen.
- Klöcker, Karsten; Schmidt, E. L.; Steimle, F. (2001): *Carbon dioxide as a working fluid in drying heat pumps*. In: *International Journal of Refrigeration* 24.1, S. 100–107.
- Korte, C.; Jacobi, A. M. (2001): *Condensate Retention Effects on the Performance of Plain-Fin-and-Tube Heat Exchangers: Retention Data and Modeling*. In: *Journal of Heat Transfer* 123.5, S. 926–936.
- Lambert, A.J.D.; Spruit, F.P.M.; Claus, J. (1991): *Modelling as a tool for evaluating the effects of energy-saving measures. Case study: A tumbler drier*. In: *Applied Energy* 38.1, S. 33–47.
- Liang, Chen; Jiangping, Chen; Jinghui, Liu et al. (2009): *Experimental investigation on mass flow characteristics of electronic expansion valves with R22, R410A and R407C*. In: *Energy Conversion and Management* 50.4, S. 1033–1039.
- Lucas, Christian (2015): *Untersuchung der Betriebscharakteristik von zweiphasigen CO₂ Ejektoren*. Dissertation: Technische Universität Braunschweig.
- Mancini, Ferdinando; Minetto, Silvia; Fornasieri, Ezio (2011): *Thermodynamic analysis and experimental investigation of a CO₂ household heat pump dryer*. In: *International Journal of Refrigeration* 34.4, S. 851–858.
- Meyer, Günter (2011): *Geräte mit Wärmepumpe treiben den Umsatz an*. In: *rfe-Elektrohändler* 7-8, S. 42–45.
- Michel, Anette; Attali, Sophie; Bush, Eric (2015): *Energy Efficiency of White Goods in Europe: monitoring the market with sales data*. Bericht: Topten International Services.

- Minea, Vasile (2013): *Heat-Pump–Assisted Drying: Recent Technological Advances and R&D Needs*. In: *Drying Technology* 31.10, S. 1177–1189.
- (2015): *Overview of Heat-Pump–Assisted Drying Systems, Part I: Integration, Control Complexity, and Applicability of New Innovative Concepts*. In: *Drying Technology* 33.5, S. 515–526.
- Möhlenkamp, Andreas (2017): *Untersuchung zweistufiger Transportkälteanlagen mit natürlichen Kältemitteln*. Dissertation: Technische Universität Braunschweig.
- Narayan, Caroline (2016): *Product conversion of domestic refrigerators from halogenated to hydrocarbon refrigerants*. Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ).
- Nocedal, Jorge; Wright, Stephen J. (2006): *Numerical Optimization*. 2. Aufl. New York, USA: Springer.
- Pal, U. S.; Khan, M. K. (2010): *Performance evaluation of heat pump dryer*. In: *Journal of Food Science and Technology* 47.2, S. 230–234.
- Papageorgiou, M.; Leibold, M.; Buss, M. (2012): *Optimierung: Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung*. 4. Aufl. Springer Berlin Heidelberg.
- Parrino, Maurizio; Dongiovanni, Mery; Milone, Mauro et al. (1999): *Influence of Receiver Capacity on the Refrigerant Charge and on the Performance of an A/C System*. SAE Technical Paper. SAE International.
- Perez, Ruben E.; Jansen, Peter W.; Martins, Joaquim R. R. A. (2012): *pyOpt: A Python-Based Object-Oriented Framework for Nonlinear Constrained Optimization*. In: *Structures and Multidisciplinary Optimization* 45.1, S. 101–118.
- Petzold, Linda (1983): *DASSL Differential/Algebraic System Solver*. In: *N.N.*
- Plank, Rudolf (1988): *Handbuch der Kältetechnik*. Bd. 6. Teil B. Springer.
- Prakash, Siddharth; Dehoust, Günther; Gsell, Martin et al. (2016): *Einfluss der Nutzungsdauer von Produkten auf ihre Umweltwirkung: Schaffung einer Informationsgrundlage und Entwicklung von Strategien gegen „Obsoleszenz“*. Umweltbundesamt.
- Rao, Anil Vithala (2009): *A Survey of Numerical Methods for Optimal Control*. AAS/AIAA Astrodynamics Specialist Conference. Pittsburgh, USA.
- Ren, C.Q.; Tang, G.F.; Li, N.P. et al. (2001): *Analysis Of Exergy Of Moist Air And Energy Saving Potential In HVAC By Evaporative Cooling Or Energy Recovery*. In: *International Journal on Architectural Science* 2.4, S. 113–117.
- Richter, Christoph (2008): *Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems*. Dissertation: Technische Universität Braunschweig.
- Rüdenauer, Ina; Gensch, Carl-Otto; Liu, Ran (2008): *Vergleich der Umweltauswirkungen und Kosten verschiedener Wäschetrocknungssysteme*. Bericht: Öko-Institut e.V.
- Ruge, Vitalij; Braun, Willi; Bachmann, Bernhard et al. (2014): *Efficient Implementation of Collocation Methods for Optimization using OpenModelica and ADOL-C*. 10th International Modelica Conference. Lund, Sweden.

- Sarkar, J.; Bhattacharyya, Souvik; Gopal, M. Ram (2006a): *Transcritical CO₂ Heat Pump Dryer: Part 1. Mathematical Model and Simulation*. In: *Drying Technology* 24.12, S. 1583–1591.
- (2006b): *Transcritical CO₂ Heat Pump Dryer: Part 2. Validation and Simulation Results*. In: *Drying Technology* 24.12, S. 1593–1600.
- Sazhin, B. S.; Sazhin, V. B. (2007): *Scientific Principles of Drying Technology*. Begell House.
- Schedel, Felix; Suck, Gerrit; Försterling, Sven et al. (2013): *Effizienzbewertung von Wärmepumpen in Hybridfahrzeugen mit Hilfe der verlustbasierten Modellierung von Scrollverdichtern*. DKV-Tagung. Kassel, Deutschland.
- Schittkowski, Klaus (2015): *NLPQLP: A Fortran Implementation of a Sequential Quadratic Programming Algorithm with Distributed and Non-Monotone Line Search*. University of Bayreuth.
- Schittkowski, Klaus; Yuan, Ya-Xiang; Cochran, James J. et al. (2010): *Sequential Quadratic Programming Methods*. In: *Wiley Encyclopedia of Operations Research and Management Science*.
- Schlüter, Martin; Egea, Jose A.; Banga, Julio R. (2009): *Extended ant colony optimization for non-convex mixed integer nonlinear programming*. In: *Computers & Operations Research* 36.7, S. 2217–2229.
- Schrey, Rainer (2003): *Auslegung, Konstruktion und experimentelle Untersuchung eines Wärmepumpen-Wäschetrockners mit dem natürlichen Kältemittel Kohlendioxid*. Dissertation: Universität Essen.
- Schulze, Christian (2013): *A Contribution to Numerically Efficient Modelling of Thermodynamic Systems*. Dissertation: Technische Universität Braunschweig.
- Schulze, Christian; Gräber, Manuel; Tegethoff, Wilhelm (2012): *A Limiter for Preventing Singularity in Simplified Finite Volume Methods*. In: *IFAC Proceedings Volumes* 45.2. 7th Vienna International Conference on Mathematical Modelling, S. 1095–1100.
- Schweiger, Gerald; Runvik, Hakan; Magnusson, Fredrik et al. (2017): *Framework for dynamic optimization of district heating systems using Optimica Compiler Toolkit*. 12th International Modelica Conference. Prague, Czech Republic.
- Somdalen, Ragnar (2018): *Thermodynamische Analyse eines thermoelektrischen Wäschetrockners*. Dissertation: Technische Universität Braunschweig.
- Statistisches Bundesamt (2017): *Anteil der privaten Haushalte in Deutschland mit Wäschetrockner von 2000 bis 2016*. Zugriff am: 28. Juli 2017. URL: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/516868/umfrage/private-haushalte-in-deutschland-mit-waeschetrockner/>.
- Stulgies, Norbert; Köhler, Jürgen; Tegethoff, Wilhelm et al. (2008): *Developing Flow Correlations for Different Valve Geometries Using Reference Media for R-744*. In: *HVAC&R Research* 14.3, S. 417–433.
- SZ [Süddeutsche Zeitung] (2011): *Anteil am Stromverbrauch von Elektrogeräten in privaten Haushalten im Jahr 2011*. Zugriff am 23. Juli 2017. URL: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/201539/umfrage/stromverbrauch-von-elektrogeraeten/>.
- Tamma, B.; Mohamed, S.; Mallampalli, S. et al. (2011): *Hermetic compressor system level modelling: integrated approach*. 23rd IIR International Congress of Refrigeration. Prague, Czech Republic.

- Tegethoff, Wilhelm (1999): *Eine objektorientierte Simulationsplattform für Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme*. Dissertation: Technische Universität Braunschweig.
- Thacker, Ben H.; Doebling, Scott W.; Hemez, Francois M. et al. (2004): *Concepts of Model Verification and Validation*. Hrsg.: Charmian Schaller. Los Alamos National Laboratory.
- Thomke, Stefan (2003): *Experimentation Matters: Unlocking the Potential of New Technologies for Innovation*. Harvard Business School Press.
- Tian, Hua; Ma, Yitai; Li, Minxia et al. (2010): *Study on expansion power recovery in CO₂ trans-critical cycle*. In: *Energy Conversion and Management* 51.12, S. 2516–2522.
- Tröltzsch, Fredi (2005): *Optimale Steuerung partieller Differentialgleichungen: Theorie, Verfahren und Anwendungen*. Vieweg.
- Tsatsaronis, George (1999): *Strengths and Limitations of Exergy Analysis*. In: *Thermodynamic Optimization of Complex Energy Systems*. Hrsg.: Adrian Bejan; Eden Mamut. Springer, S. 93–100.
- (2007): *Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics*. In: *Energy* 32, S. 249–253.
- Ulbrich, Michael; Ulbrich, Stefan (2012): *Nichtlineare Optimierung*. Mathematik Kompakt. Springer Basel.
- Umweltbundesamt (2017a): *Emissionen fluorierter Treibhausgase („F-Gase“)*. Zugriff am 10. Oktober 2017. URL: <https://www.umweltbundesamt.de/daten/klima/treibhausgas-emissionen-in-deutschland/emissionen-fluorierter-treibhausgase-f-gase>.
- (2017b): *EU-Verordnung über fluorierte Treibhausgase*. Zugriff am 05. Oktober 2017. URL: <https://www.umweltbundesamt.de/themen/wirtschaft-konsum/produkte/fluorierte-treibhausgas-fckw/rechtliche-regelungen/eu-verordnung-ueber-fluorierte-treibhausgase>.
- VDI [Verein Deutscher Ingenieure e.V.] (2006): *VDI-Wärmeatlas*. 6. Aufl. Wiesbaden: Springer Berlin Heidelberg.
- VuMA [Arbeitsgemeinschaft Verbrauchs- und Medienanalyse] (2017): *Bevölkerung in Deutschland nach Kaufplan für größere Haushaltsgeräte in den nächsten 12 Monaten von 2013 bis 2016*. Zugriff am 15. August 2017. URL: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/171444/umfrage/haushaltsgeraete-deren-kauf-geplant-ist/>.
- Waschl, Harald; Kolmanovsky, Ilya; Steinbuch, Maarten et al. (2014): *Optimization and Optimal Control in Automotive Systems*. Lecture Notes in Control and Information Sciences. Springer Verlag.
- Weigand, Bernhard; Köhler, Jürgen; von Wolfersdorf, Jens (2013): *Thermodynamik kompakt*. 3. Aufl. Springer Vieweg.
- Yadav, V.; Moon, C.G. (2008): *Fabric-drying process in domestic dryers*. In: *Applied Energy* 85.2, S. 143–158.
- Zhang, B.; Peng, X.; He, Z. et al. (2007): *Development of a double acting free piston expander for power recovery in transcritical CO₂ cycle*. In: *Applied Thermal Engineering* 27.8, S. 1629–1636.
- ZVEI [Zentralverband Elektrotechnik- und Elektronikindustrie e. V.] (2016): *Das Energielabel*. Fachverband Elektro-Haushalt-Großgeräte.

ZVEI [Zentralverband Elektrotechnik- und Elektronikindustrie e.V.] (2017): *Absatz von Wäschetrocknern in Deutschland in den Jahren 2014 bis 2016*. Zugriff am 25. Juli 2017. URL: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/556840/umfrage/absatz-von-waeschetrocknern-in-deutschland/>.